

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra pružnosti a pevnosti



Nárazová zkouška automobilu SCX

Crash Test for SCX car

Student:

Bc. Michal Stix

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Fusek, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Stix**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3901T003 Aplikovaná mechanika**
Téma: **Nárazová zkouška automobilu SCX
Crash Test for SCX car**

Zásady pro vypracování:

1. Problematika nárazových testů automobilů - legislativa, důvody provádění, atd.
2. Rozpracujte teorii potřebnou pro řešení (rychlé děje, plasticita, vliv rychlosti, atd.).
3. Sestavte potřebný soubor dat nutných pro řešení.
4. Proveďte potřebné numerické výpočty. Vyhodnoťte získané výsledky a srovnajte s dostupnými údaji.
5. Vyvoďte závěry a doporučení.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Jones, N.: Structural Impact, Cambridge University Press, 2003, ISBN 0 - 521 - 30180 - 7.
- [2] Němec, J., Dvořák, J., Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Technický průvodce 69, SNTL, Brno, 1989.
- [3] Bittmar, Z., Šejnoha, J.: Numerické metody mechaniky 1, Vydavatelství ČVUT, Praha, 1992.
- [4] Lenert, J.: Úvod do metody konečných prvků, VŠB – TU Ostrava, 1999, ISBN 80 – 7078 – 686 – 8
- [5] Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L.: The Finite Element Method (Volume 1 - 3), Butterworth-Heinemann, Oxford 2000, ISBN 0-7506-5049-4
- [6] Macura, P.: Experimentální metody v pružnosti a plasticitě, VŠB – TU Ostrava, 2001, ISBN 80-7078-934-4
- [7] Brepta, R.: Rázy a vlny v pevných tělesech, ČVUT v Praze, Praha, 1971.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo, diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Michal Stix

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Pustějov 63, Pustějov

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Poděkování

Tímto bych rád vyjádřil své díky za pomoc a poskytnuté konzultace vedoucímu své práce Ing. Martinu Fuskovi, Ph.D. Dále bych chtěl vřele poděkovat za cenné rady a ochotu Ing. Michalu Kováčikovi. A taky své rodině za podporu v době psaní práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

STIX, Michal. *Nárazová zkouška automobilu SCX: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra pružnosti a pevnosti, 2015,

Cílem diplomové práce je provést simulaci nárazové zkoušky elektromobilu StudentCar SCX. V teoretické části je rozvedena problematika pasivní bezpečnost a nárazových testů automobilů. V praktické části je popsána tvorba modelu, použité materiály či formulace elementů. V závěru jsou vyhodnoceny výsledky pomoci deformace a zpomalení vozidla. Výsledky jsou nadále porovnávány s reálnou zkouškou. V závěru jsou navrženy úpravy.

Klíčová slova

Nárazová zkouška, Metoda konečných prvků, deformovatelný rám, Explicitní nelineární analýza

ANNOTATION OF MASTER'S THESIS

STIX, Michal. *Crash Test for SCX car: Master's Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics of Materials, 2015,

The thesis deals with creating a model crash tests by StudentCar SCX. The theoretical part is analyze of passive safety and crash tests cars. The practical part describes the creation of models, materials or formulation elements. In conclusion, the results are evaluated assist deformation and deceleration of the vehicle. The results continue to be compared with the real exam. Finally, the proposed modifications.

Key words

Crash test, Finite Element Method, Deformable frame, Explicit nonlinear Analysis

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	9
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	9
1 ÚVOD	10
2 O PROJEKTU STUDENTCAR	11
2.1 VYVÍJENÝ AUTOMOBIL StudentCar SCX	13
3 PASIVNÍ BEZPEČNOST	15
3.1 NÁRAZY VOZIDEL	17
3.1.1 DEFORMAČNÍ CHARAKTERISTIKY PŘÍDĚ	17
3.1.2 DEFORMAČNÍ KONSTRUKCE KAROSERIE	20
3.1.3 ABSORBÉRY NÁRAZOVÉ ENERGIE	25
4 ANALÝZA DOPRAVNÍCH NEHOD	29
4.1 BIOMECHANIKA	31
4.2 MEZINÁRODNÍ PŘEDPISY EHK	32
4.2.1 HOMOLOGAČNÍ PŘEDPISY EHK	34
4.2.2 VOZIDLA VYRÁBĚNÁ A SCHVÁLENA V MALÝCH SÉRIÍCH	34
5 ČELNÍ NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY	37
5.1 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EHK – R 94	37
5.2 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE FMVSS 208	39
5.3 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EuroNCAP	40
5.4 NÁRAZOVÁ ZKOUŠKY DLE EHK – R 12, VÝTAH Z NORMY (POLOHA SLOUPKU ŘÍZENÍ PŘI NÁRAZU 74/297/EHS)	41
6 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ	44
6.1 IMPLICITNÍ ALGORITMUS	44
6.2 EXPLICITNÍ ALGORITMUS	45
6.3 HOURGLASSING	46
7 ELEKTROMOBIL StudentCar SCX	48
8 VLASTNÍ ŘEŠENÍ SIMULACE	49

8.1	GEOMETRIE MODELU.....	49
8.2	MECHANISMY A DISKRETIZACE MODELU	51
8.3	MATERIÁLY	54
8.4	OKRAJOVÉ PODMÍNKY	57
9	VÝSLEDKY SIMULACE.....	58
9.1	HMOTNOST	58
9.2	DEFORMACE RÁMU	59
9.3	PRŮBĚH DEFORMACE.....	68
9.4	SROVNÁNÍ DEFORMACE JEDNOTLIVÝCH ČÁSTI RÁMU S REÁLNOU ZKOUŠKOU	73
9.5	VYHODNOCENÍ SIMULACE DLE PŘEDPISU EHK – R 12	77
9.6	VYHODNOCENÍ ZPOMALENÍ.....	78
9.7	DOPORUČENÍ A NAVRHOVANÉ ÚPRAVY.....	79
10	METODIKA.....	81
11	ZÁVĚR	83
12	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	86
13	PŘÍLOHY UMÍSTĚNÉ NA CD.....	86

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

EHK	Evropská hospodářská komise
NCAP	New Car Assessment Programme
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
HIC	Head Injury Criterion
HPC	Head Performance Criterion
NIC	Neck Injury Criterion
ThCC	Thoracic Compression Criterion
RDC	Rib Delection Criterion
VC	Viscous Criterion
FFC	Femur Force Criterion
MKP	Metoda konečných prvků

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

ms	Milisekunda
N	Newton
kN	Kilonewton
s	Sekunda
km/h	Kilometr za hodinu
mph	Míle za hodinu
m/s	Metr za sekundu
MPa	Megapascal
GPa	Gigapascal
mm	Milimetr

1 ÚVOD

Tato diplomová práce je vypracována ve spolupráci s projektem StudentCar spolu s Katedrou materiálů a technologií pro automobilový průmysl, která tento projekt realizuje. Jedná se o projekt vývoje prototypu elektromobilu SCX externě pro firmu EVC.

Shrnutí vývoje a potřebné výpočty rámu již byly provedeny pomocí statických výpočtu v diplomové práci [2] „Návrh a simulace rámu vozu“. V práci jsou staticky počítány modální tvary, torzní tuhost a jízdní režimy jednotlivých verzí rámu. V závěru pak vyhodnocena nejlepší verze rámu, na kterém dále probíhaly zkoušky jízdních vlastností a další vývoj.

Elektromobil SCX následně úspěšně prošel schvalovacím řízením k provozu na pozemních komunikacích, dle homologačního předpisu EHK – R 12 pro malou sérii. Tento předpis specifikuje chování deformačních zón rámu a posun řídícího ústrojí při čelním nárazu na pevnou nedeformovatelnou překážku.

Diplomová práce se zabývá simulací nárazové zkoušky rámu na pevnou nedeformovatelnou bariéru pomocí konečnoprvkového softwaru MSC.Nastran SOL 700. Cílem práce je tedy počítačová simulace nárazu a její následné srovnání s experimentem. V teoretické části je rozvedena pasivní bezpečnost a problematika nárazových testů automobilů. Také je podrobněji popsána nárazová zkouška dle předpisu EHK – R 12.

2 O PROJEKTU STUDENTCAR

StudentCar je projekt vzniklý roku 2006 na základě grantového úkolu MŠMT ČR v rámci národního programu výzkumu Lidských zdrojů, který nastartoval stavbu automobilových prototypů na VŠB – TUO. [3]

Navrhovaný projekt popularizuje výzkum a zvyšuje vědomí společnosti o kariéře technického pracovníka. Cílovou skupinou projektu jsou studenti středních a vysokých škol. Cílem zapojení studentů do výzkumu je prohloubení jejich schopností navrhovat nová řešení a jejich účast na způsobu a metodice vedení systematického výzkumu s aktivním přístupem k inovaci ve vazbě na konstrukci a technologii. Navržený řešitelský kolektiv je výrazně interdisciplinární, což vede k široké škále dílčích studentských výzkumných projektů vyžadujících jejich vzájemnou kooperaci. Díky tomu bude pedagogicko-výzkumný charakter projektu posílen synergickým efektem v rámci maticové struktury zúčastněných pracovišť. Filozofie řešení vychází ze zhmotnění odvěkého lidského snu o možnosti svobodně cestovat v automobilu. Konkrétní schéma řešení obsahuje několik kroků:

- Implementace stavebnic sportovního automobilu do výuky (prostřednictvím řešení bakalářských, magisterských diplomových prací) a vědy a výzkumu.
- Přitáhnutí studentů do výzkumu a vývoje na této atraktivní aplikaci, která poskytuje velký prostor pro realizaci vlastních nápadů studentů.
- Výstupy z bodu 2 formou populárně vědeckých a kulturních akcí a soutěží přenést mezi studenty středních škol a zvýšit tak jejich povědomí o kariéře technického pracovníka [3]

Laboratoř technologie stavby automobilů

Laboratoř se zaměřuje na montáže a svařování prototypů, řešení grantových úkolů, výuku svařování a montáže. Laboratoř je vybavena obráběcími stroji, jako jsou soustruh, frézka, vrtačka, dále svařovacím stolem, přístrojem pro měření a seřízení geometrie kol a náprav (*viz obrázek 1*).[4]



Obrázek 1 Svařovací stůl vlevo a přístroj pro měření a seřízení geometrie kol náprav [4].

Laboratoř pro testování automobilů

Laboratoř obsahuje dvě pracoviště pro testování automobilů. První pracoviště je pro testování motorů, které je vybaveno hydrodynamickou motorovou brzdou SF – 902. Celá konstrukce měřicí místnosti je odhlučněna. Proces testování je vizuálně sledován soustavou kamer (viz obrázek 2). Pracoviště je navrženo s ohledem na testování sportovních motorů.



Obrázek 2 Pracoviště pro testování motorů[4].

Druhé pracoviště je pro dynamické testování konstrukčních uzlů a automobilů. Základ pracoviště tvoří pneumatický odpružený upínací stůl (viz obrázek 3). Na tomto stole se pak pomocí systémů přípravků staví úlohy zaměřené na kombinované namáhání automobilových součástí při dynamickém režimu zatížení. Vyvození požadovaného režimu dynamického zatížení zajišťují servoválce s oboustrannou pístnicí a hydrostatickými ložisky. Válce jsou osazeny integrovaným snímačem polohy a servobloky, včetně servoventilů a membránových akumulátorů. [4]



Obrázek 3 Vybavení pracoviště pro dynamické testování konstrukčních uzlů[4].

2.1 VYVÍJENÝ AUTOMOBIL StudentCar SCX

Sportovní dvoumístný elektromobil značky StudentCar s označením SCX vznikl na Vysoké škole báňské – technické univerzitě Ostrava. Projekt vývoje elektromobilu podpořila Technologická agentura ČR. Vývojový tým odborníků a studentů StudentCar v průběhu čtyř let vyvinul tři generační stupně prototypu tohoto vozu. Design karoserie elektromobil SCX je patrný z *obrázku 4*.



Obrázek 4 Elektromobil StudentCar SCX [5].

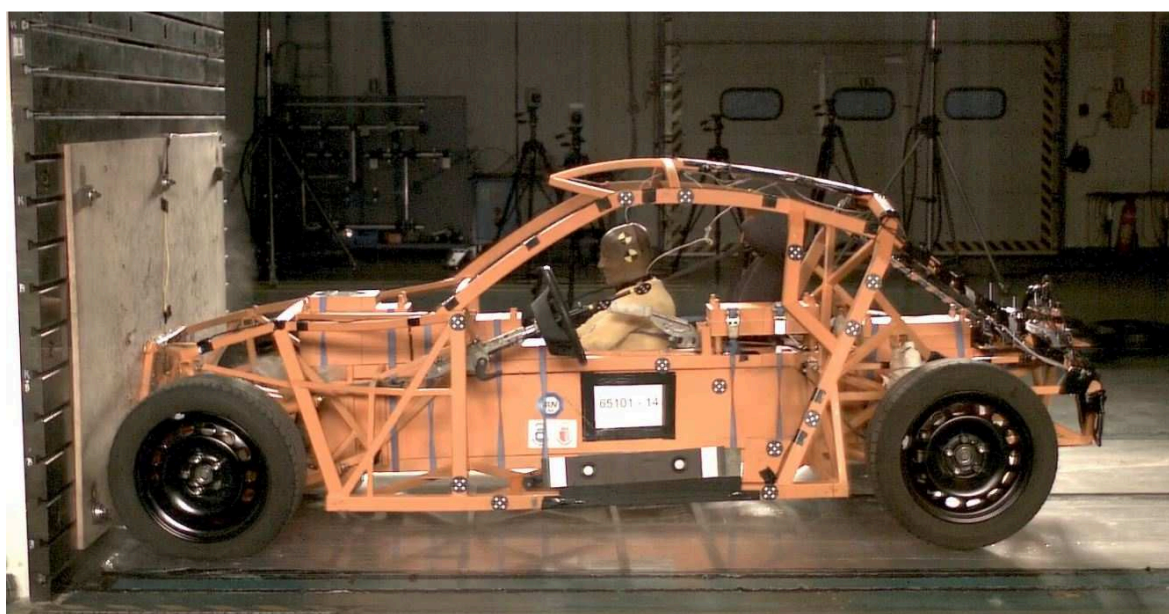
StudentCar SCX má vyspělou koncepci 4 pohonných jednotek bez převodovek, jedinečný nejen v porovnání s českou konkurencí, ale také celosvětově. Srdcem elektropohonu je battery pack firmy EVC, který dokáže dodávat energii pro čtyři samostatné synchronní elektromotory.

Elektromotory přenášejí přes poloosy přímo na kola kroutící moment o velikosti 2100Nm, z nulových otáček. Díky tomu motory katapultují automobil na rychlost 100 km/hod za 4,9 sekundy a na 150 km/hod za 9,2 sekund.

Díky této koncepci pohonu, která umožňuje Torque vectoring využívá vozidlo funkce aktivních elektronických diferenciálů, které vozidlu dodávají perfektní jízdní vlastnosti. Zatáčky SCX projíždí bez problémů ve vysokých rychlostech (s bočním přetížením více než 1 G).

Jde o jedinečný projekt a to nejen v podmínkách ČR, kde si vývojáři vytvořili harmonické spojení atraktivního designu a techniky šetrné k životnímu prostředí a zároveň dosahující vynikajících jízdních vlastností a výborné dynamiky jízdy. V interiéru nalezneme moderní technologie pro zobrazování palubních údajů v podobě dvojice displejů a odnímatelného tabletu. Zakázkový ručně šitý kožený interiér je vyroben s velkou pečlivostí a perfektním dílenským zpracováním.

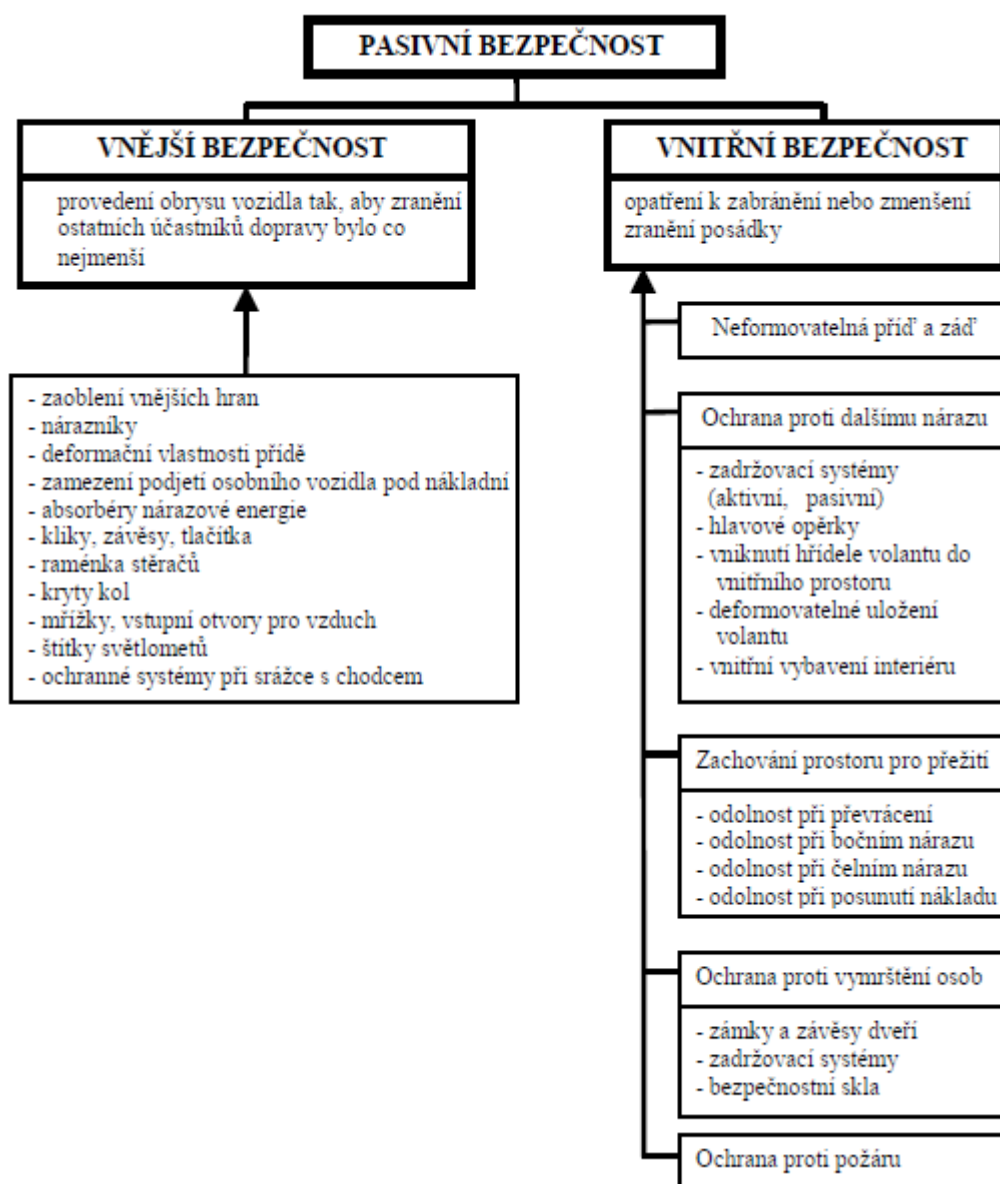
Vůz úspěšně prošel schvalovacím řízením k provozu na pozemních komunikacích, dle homologační zkoušky EHK – R 12 pro malé série. Tuto nárazovou zkoušku provedla společnost TÜV SÜD Czech s.r.o. [5]



Obrázek 5 Nárazová zkouška dle předpisu EHK – R 12, elektromobil StudentCar SCX [5].

3 PASIVNÍ BEZPEČNOST

V současnosti je ochrana posádky vozidla primárním kritériem při návrhu a homologaci nových modelů vozidel. Celková konstrukce vozidla má vliv na bezpečnost posádky v případě nárazu. Jedná se o správně navržený skelet karoserie s dostatečnými deformačními zónami, vnitřní vybavení karoserie, vhodně zvolené materiály profilu karoserie, vlastnosti zadržovacích systémů a dalších systému zabraňujících vzniku poranění posádky vozidla. Nemalou váhou při návrhu karoserie vozidla je také zabezpečit kompatibilitu vozidla ve vztahu k chodci, cyklistovi a jiným vozidlům.



Obrázek 6 Pasivní bezpečnost z hlediska konstrukce karoserie [1].

Pasivní bezpečnosti rozumíme všechna opatření, která zmenšují následky nehody a to jak vlastních cestujících, tak i ostatních účastníků silniční dopravy. Ochrana cestujících je určována vnitřní a vnější kompatibilitou. Opatření k zajištění vnitřní a vnější bezpečnosti slouží k tomu, aby všem účastníkům silniční dopravy byla v případě nehody zajištěna co největší naděje na přežití a riziko poranění bylo co nejmenší.

Například k vnitřní kompatibilitě patří sladění zadržovacích systémů s průběhem zpoždění kabiny k dodržení biomechanických mezních hodnot, zachování neporušeného prostoru pro cestující a také vytvoření vnitřního prostoru s ohledem na možné oblasti úrazu. Vnější kompatibilitou rozumíme sladění deformačních sil a deformačních drah se zřetelem na rozdělení nárazové (absorbované) energie všech účastníků nehody k dodržení biomechanických mezních hodnot a zachování prostoru pro přežití.

Dojde-li k nehodě rozhodují o přežití a minimálním ohrožení posádky tyto základní kritéria:

- maximální vzniklé přetížení organismu a doba jeho trvání
- zbytkový prostor přežití
- možnost poranění o řídící a ovládací ústrojí vozidla, resp. o povrch vnitřního prostoru
- možnost včas vozidlo opustit
- riziko vzniku požáru

Pasivní bezpečnost vozidla je důležitá jednak při nárazu, tehdy rozeznáváme vnější funkci (tj. míru agresivnosti vůči ostatním účastníkům silničního provozu) a vnitřní funkci (schopnost ochrany posádky) a jednak po nárazu, kdy na ní závisí možnost vyproštění posádky i míra snížení rizika požáru.

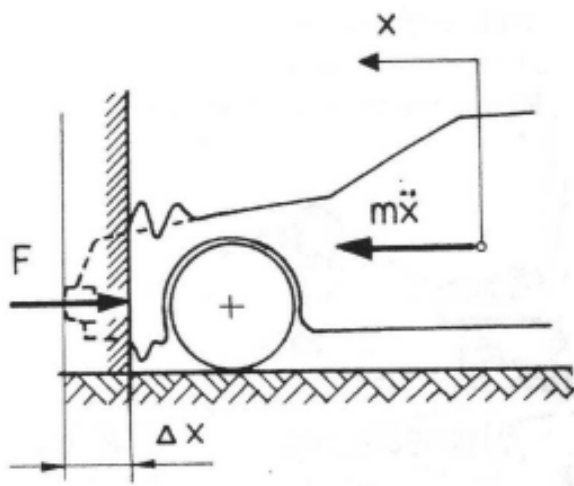
Tato práce se zabývá zejména vnější pasivní bezpečnosti při nárazu. Níže budou zmíněny deformační charakteristiky přídě, deformační zóny karoserie a možnosti absorpce nárazové energie. Také legislativa a druhy nárazových zkoušek prováděných v EU i USA.

3.1 NÁRAZY VOZIDEL

Při dopravní nehodě dvou vozidel je důležitá vzájemná kompatibilita, jež závisí hlavně na deformačních vlastnostech a hmotnosti jednotlivých vozidel. V této kapitole je rozebrána odolnost vozidla při nárazu na pevnou překážku. Dále jsou probrány konstrukce karoserie a absorbéry nárazové energie.

3.1.1 DEFORMAČNÍ CHARAKTERISTIKY PŘÍDĚ

Matematicky lze náraz vozidla na pevnou překážku popsat jednoduchým dynamickým modelem (viz obrázek 7). Předpokladem je plně plastický ráz. Koeficient restituce (poměr nárazové rychlosti k rychlosti odrazu na pevné bariéře) je roven nule. Ve skutečnosti ovšem dochází i k elastickým deformacím, dochází k zpětnému vypružení karoserie a koeficient restituce může dosahovat hodnoty okolo 0,1.



Obrázek 7 Dynamický model nárazu vozidla na pevnou překážku [1].

Dle [1] lze pro danou situaci sestavit pomocí zákona zachování energie následující rovnici:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 = \int_0^{\Delta x_{max}} F \cdot dx, \quad (1),$$

kde m [kg] je hmotnost vozidla, v_0 [m/s] je nárazová rychlost, F [N] je okamžitá deformační síla, x [m] je velikost deformace vozidla.

Náraz na pevnou bariéru lze zjednodušeně popsat pohybovou rovnicí hmotného tělesa ve tvaru:

$$m \cdot x + \ddot{F} = 0 \quad (2)$$

Na průběhu nárazu vozidla bude mít vliv průběh deformační síly F . Dle [1] lze uvažovat tři možné závislosti.

Deformační síla je konstantní během celé deformace – $F = konst = m \cdot a_{max}$

Z energetické rovnice vychází:

$$F \cdot \Delta x_{max} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 \Rightarrow \Delta x_{max} = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (3)$$

Deformační síla je úměrná deformaci – $F = c \cdot \Delta x$ a zároveň $F_{max} = m \cdot a_{max}$

Energetická rovnice rovnováhy bude mít tvar:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 = \int_0^{\Delta x_{max}} c \cdot \Delta x \cdot dx \quad (4)$$

Po integraci a úpravě:

$$\Delta x_{max} = \frac{v_0^2}{a_{max}} \quad (5)$$

Deformační síla závislá na rychlosti deformace – $F = k \cdot \Delta x$

Pohybová rovnice má v tomto případě tvar ($\Delta x = x$)

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot \dot{x} = 0 \quad (6)$$

Řešení pro posuv nedeformované části vozidla vyjde ve tvaru:

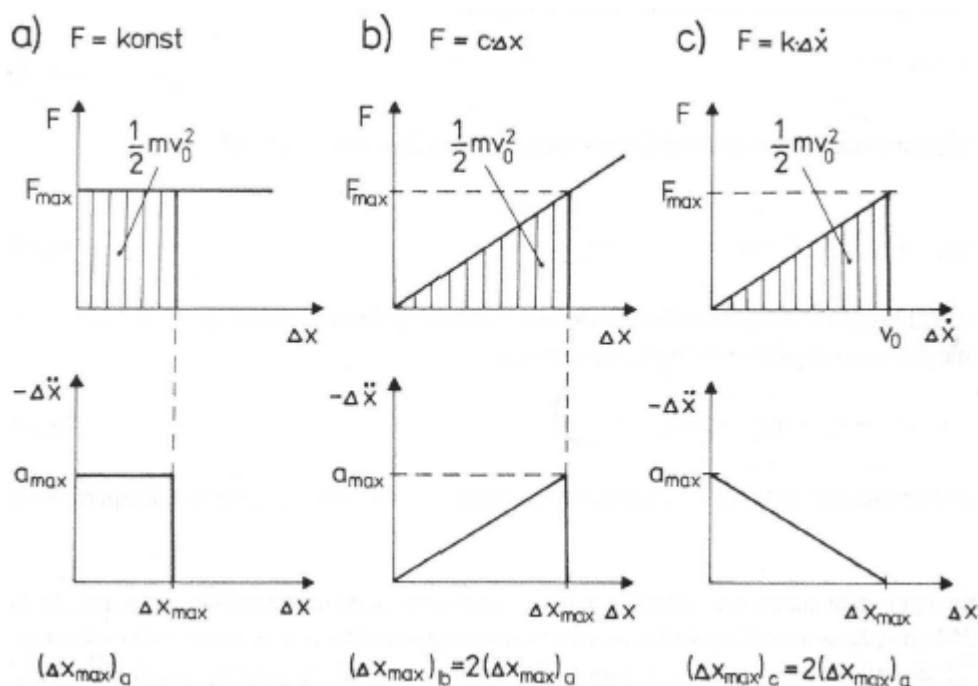
$$x = v_0 \cdot \frac{m}{k} \left(1 - e^{-\frac{k}{m}t} \right), \text{ tedy } \dot{x} = v_0 \cdot e^{-\frac{k}{m}t} \quad (7)(8)$$

Maximum deformační rychlosti nastane v momentě nárazu ($t = 0$), kdy $\Delta \dot{x}_{max} = v_0$

Aby byla splněna podmínka $\ddot{x}_{max} = a_{max}$, musí platit $k = \frac{m \cdot a_{max}}{v_0}$ maximální deformace (pro $t \rightarrow \infty$) je potom:

$$\Delta x_{max} = \frac{v_0^2}{a_{max}} \quad (9)$$

Na *obrázku 8* jsou zobrazeny průběhy deformačních sil a deformačních zrychlení v závislosti na deformaci. Z průběhu vyplývá, že při závislosti deformační síly na deformaci nebo rychlosti deformace vychází velikost deformační zóny dvojnásobná, než v případě konstantní deformační síly. Z hlediska průběhu maximálního zpoždění jsou nevýhodné varianty s konstantní deformační silou a se závislostí na rychlosti deformace (maximální zpoždění v okamžiku nárazu).[1]



Obrázek 8 Deformační síly a zpoždění v závislosti na deformační charakteristice přídě: a) deformační síla je konstantní; b) deformační síla je úměrná stlačení přídě; c) deformační síla je úměrná rychlosti stlačování přídě [1].

Při využití absorbujících prvku (viz kapitola 3.1.3) dojde ke změnám, které ovlivní velikost výsledného zpoždění. V případě absorbujícího nárazníku dojde k úpravě energetické rovnice (1) na tvar:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 + \int_0^{\Delta x_{max}} F \cdot dx, \quad (10)$$

kde I [kg.m²] je moment setrvačnosti a ω [s⁻¹] je jeho úhlová rychlost.

Z rovnice vyplývá, že část celkové kinetické energie nárazu je naakumulovaná do setrvačnicku a deformační zóna musí pohltit méně energie, což má za následek nižší zpoždění působící na cestující. V případě airbagů je výsledek v podstatě úplně stejný, opět dojde ke snížení zpoždění. U podlahového airbagu je to cestou snížení nárazové rychlosti v_0 (vytvoří se méně kinetické energie), u předního airbagu je to prodloužením deformační zóny (větší dráha na pohlcení kinetické energie).[1]

3.1.2 DEFORMAČNÍ KONSTRUKCE KAROSERIE

Ochrana cestujících v případě nehody závisí z hlediska konstrukce karoserie na její struktuře, vnitřním vybavení karoserie, zabránění vzniku požáru a vlastnostech zadržovacích systémů. Je nutné zabezpečit při návrhu karoserie kompatibilitu vozidla ve vztahu k chodci, cyklistovi a ostatním vozidlům.

Na absorpci kinetické energie má největší podíl plastická deformace konstrukce karoserie. Struktura karoserie musí splňovat z hlediska pasivní bezpečnosti dvě základní funkce. První je, že karoserie při nárazu s ohledem na druh namáhání musí být schopna absorbovat dostatečné množství energie, která zaručuje nepřekročení biomechanických tolerančních limitů (zpoždění posádky ve vozidle nesmí překročit limitní hodnoty zpoždění). Za druhé nesmí být deformace nosné struktury tak velká, aby vnitřní prostor pro cestující byl narušen. Vnitřní prostor musí být dostatečně tuhý s pevně zakotvenými udržovacími systémy, musí být zachován dostatečně velký prostor pro přežití posádky. Karoserie automobilu je důležitá v ochraně cestujících při nehodách. Vhodnou konstrukcí přední a zadní části vozidla docílíme lepší ochranu prostoru pro cestující.



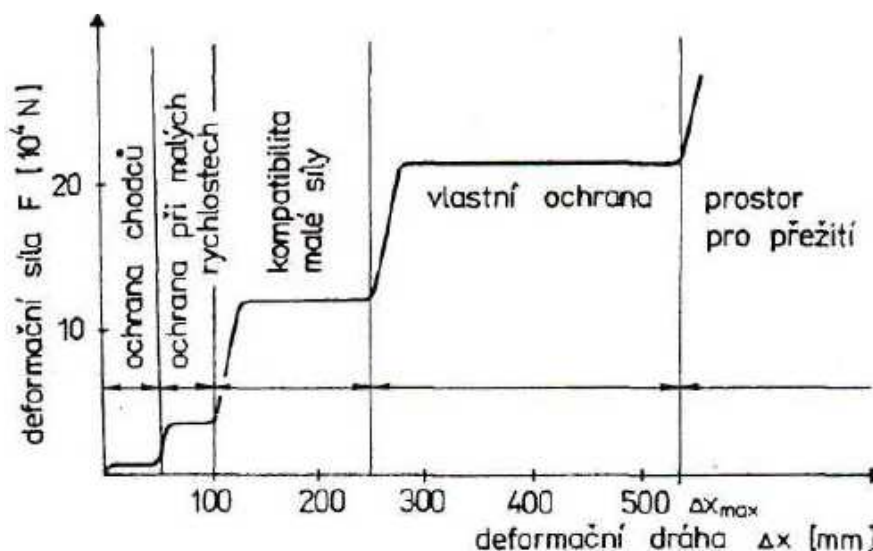
Obrázek 9 Samonosná karoserie se dvěma podélnými nosníky k absorpci kinetické energie. [12].

Především přední a zadní část vozidel slouží k absorpci kinetické energie a její následné přeměně. Deformovatelnými díly, které se při nárazu lámou, bortí a ohýbají a tím pohlcují kinetickou energii nárazu, můžeme dosáhnout vhodných deformačních charakteristik. V praxi se osvědčilo použití dvou masivních podélných nosníků spojených

příčnickem. Pěchováním těchto nosníků dochází k absorpci energie a při správném konstrukčním provedení dojde také k přenesení sil do podlahy, či tunelu pro spojovací hřídel.

Deformační charakteristika přídě vozidla (*obrázek 10*) by měla splňovat progresivní stupňovitý průběh s pěti stupni:

- Ochrana chodců při nízkých nárazových rychlostech
- Ochrana při nízkých nárazových rychlostech (elastické chování přídě vozidla)
- Kompatibilita (ochrana spoluúčastníka nehody)
- Vlastní ochrana (dodržení limitních hodnot zpomalení)
- Zachování prostoru pro přežití při vyšších nárazových rychlostech

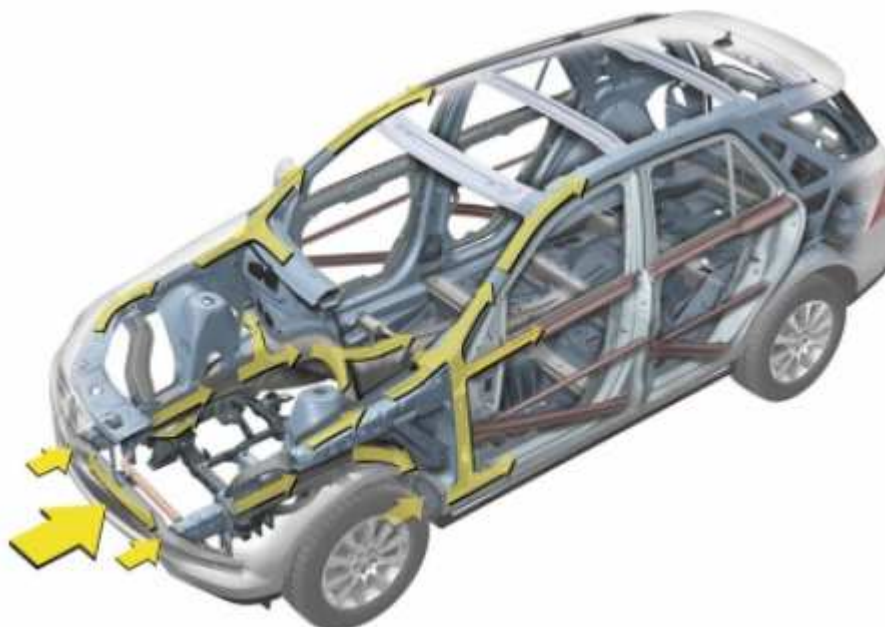


Obrázek 10 Progresivní stupňovitá deformační charakteristika přídě. [1].

K absorpci deformační energie je vhodná přední a zadní část vozidla vzhledem k dostatečným délkám deformačních zón. Délka těchto zón dosahuje 300 až 800 mm. Nejrozšířenější jsou podélně nosníky zatěžovány při nárazu ve směru podélné osy vozidla, jak je zmíněno výše.

Pohonná jednotka, uložená vpředu, se při nárazu chová téměř jako tuhý blok, jelikož je její tuhost značně vyšší než tuhost konstrukce. Při tomto návrhu musí být zabráněno vniknutím pohonné jednotky do prostoru pro cestující. To můžeme docílit dimenzovaným lomem uchycení motoru, který se oddělí od rámu a směřuje pod podlahu vozidla.

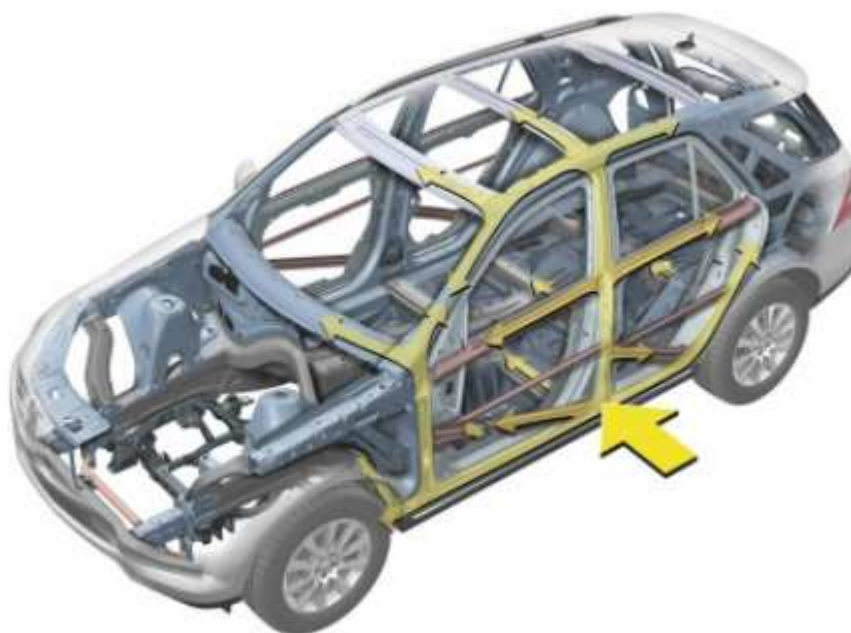
Při zadním nárazu je absorbovaná energie menší z důvodu nižší relativní kolizní rychlosti, díky ní může být dimenzována na menší síly. Pokud je však pohonná jednotka uložena vzadu je nutné i pro čelní náraz posílit zadní deformační zónu, abychom předešli vniknutí motoru do kabiny zezadu. V jiném případě prostor pro zavazadla dobře funguje k absorpci energie při nárazu zezadu.



Obrázek 11 Přenos deformační energie při čelním nárazu do karoserie vozidla typu Mercedes-Benz třídy M.[13]

Oproti přední či zadní části vozidla, kde je dostatečná délka pro vytvoření deformačních zón, mají boční části vozu minimální prostor pro absorpci deformační energie. Proto je zde použito největší množství vysokopevnostních materiálů, které mají schopnost pohltit velké množství energie při bočním nárazu. Ke zlepšení ochrany slouží také vhodně tvarovaná sedadla. Vnější nosné díly struktury v oblasti prostoru pro cestující jsou při bočním nárazu namáhány ve směru příčné osy tzn. na ohyb, čímž ve vazbě struktury vznikají tahové a tlakové síly.

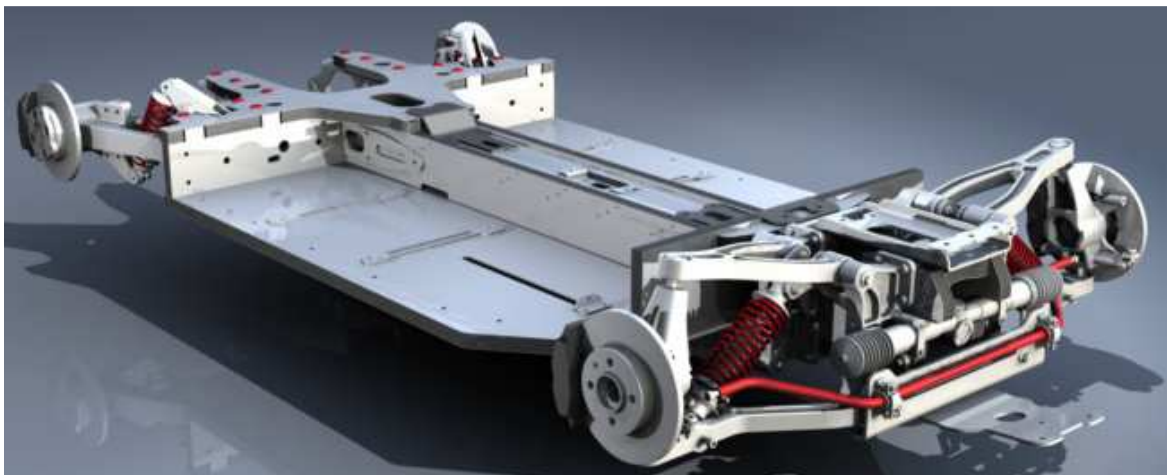
Rozlišujeme několik druhů karoserií podle vztahu k podvozku automobilu používaných v automobilovém odvětví. Podvozková karoserie je upevněná na rám podvozku a sama je nenesoucí. Podvozek s rámem zachycuje namáhání od sil a momentů způsobených hnacím ústrojím a závěsy kol. Pružné spojení karoserie s rámem umožňuje vzájemný pohyb, aniž by vzniklo její nadměrné namáhání a přenosu hluku do karoserie. Tato karoserie je již málo používanou, jelikož není využita tuhost a pevnost pružně montované karoserie. Navíc rám vozidla zvyšuje celkovou hmotnost.



Obrázek 12 Přenos deformační energie při čelním nárazu do karoserie vozidla typu Mercedes-Benz třídy M.[13]

Nerozebíratelným spojením karoserie s rámem vzniká samonosná karoserie (viz obrázek 9). Tento typ karoserie nemá samostatný rám. Hnací ústrojí a ostatní části podvozku (nápravy atd.) jsou ke karoserii přímo připevněny nebo mohou být pro připojení využity pomocné konstrukce. Konstrukce samonosné karoserie je využita nejen pro nesení části podvozku, ale i pro přenos namáhání vznikající při jízdě. Bývá obvykle tvořena plechovými výlisky svařovanými automaty. Výhodou této konstrukce karoserie je snadná velkosériová výroba, a proto je tento typ karoserie široce rozšířen u běžných osobních automobilů.

Karoserie s vnitřním rámem (kostrou) vykazuje vyšší tuhost a snadnou kusovou výrobu. Kostra je z profilů, na kterou se upevňují pevně nebo rozebíratelně spojovací součásti. Skořepinové části karoserie jsou připojeny rozebíratelným způsobem a slouží jako ochrana proti povětrnostním vlivům, aerodynamice a estetice. Tento druh karoserie je využíván u sportovních automobilů a vyrábí se v kusových sériích. Receptem na lehké automobily jsou tzv. sendvičové karoserie. Sendvičové panely jsou tvořeny vnějšími skořepinami z hliníku, kdy vnitřek je vyplněn polyuretanovou pěnou. Značnými výhodami jsou vysoká tuhost a pevnost, vysoké vlastní tlumení a hlavně nízká hmotnost. Naopak nevýhodou jsou vysoké výrobní náklady, drahý materiál a dlouhá doba výroby. Na obrázku 13 lze vidět koncepci podvozku karoserie ze sendvičových panelů tvořených hliníkem a pěnou.



Obrázek 13 Podvozek karoserie ze sendvičových panelů tvořených hliníkem a pěnou.[11]

Volba materiálu karoserie vozidel ovlivňuje nejen hmotnost vozidla a tuhost samotné karoserie, ale rovněž i její výrobní technologii a tím i cenu. Při stavbě karoserie se používá velké množství různých materiálů. Technologie výroby z ocelového nebo hliníkového plechu či umělých hmot jsou značně odlišné. Odolnost proti korozi přinutila výrobce k přechodu na plechy pozinkované. V současné době výrobci z důvodu snižování exhalací hledají možnosti jak snížit hmotnost karoserií, což vede k výrobě karoserií z hliníku nebo plastu.

Kostra automobilu zahrnuje nejen nosnou konstrukci vozidla, ale rovněž dveře, střechu, kapotu a víko kufru. Karoserie se vyrábí z ocelového plechu, hlavní důvody jsou vysoká pevnost, tvárnost, lehká svařitelnost a spojování pájením, dostatečná životnost při antikorozním zpracování a příznivá cena materiálu. Při konstrukci karosérie se také začaly používat plasty a to hlavně pro přední blatník, kapotu, víko zavazadlového prostoru z důvodu úspory hmotnosti a nákladů na výrobu v porovnání s klasickými ocelovými díly. Označují se malou tepelnou roztažností, odolností proti korozi a tlumením hluku. Z důvodu pružnosti zvyšují ochranu chodců a snižují riziko poškození, jelikož se v případě nárazů dovedou deformovat dovnitř. Nevýhodou je složitá oprava při poškození, špatná absorpce energie při nárazu, křehnutí plastu při nízkých teplotách.



Obrázek 14 Struktura hliníkové karoserie vozidla Audi A8 [18].

Nejvýznamnějším používaným lehkým kovem na karoserie je hliník, metoda jeho použití se označuje zkratkou ASF. Hliníkové karoserie se používají u sportovních a luxusních vozů, autobusů a užitkových vozidel. S touto technologií přišla do sériové výroby firma Audi modelem A8 následovaná A2. Používají nosný prostorový rám, jenž je z tvářených hliníkových profilů a odlitků ze slitin hliníku.

3.1.3 ABSORBÉRY NÁRAZOVÉ ENERGIE

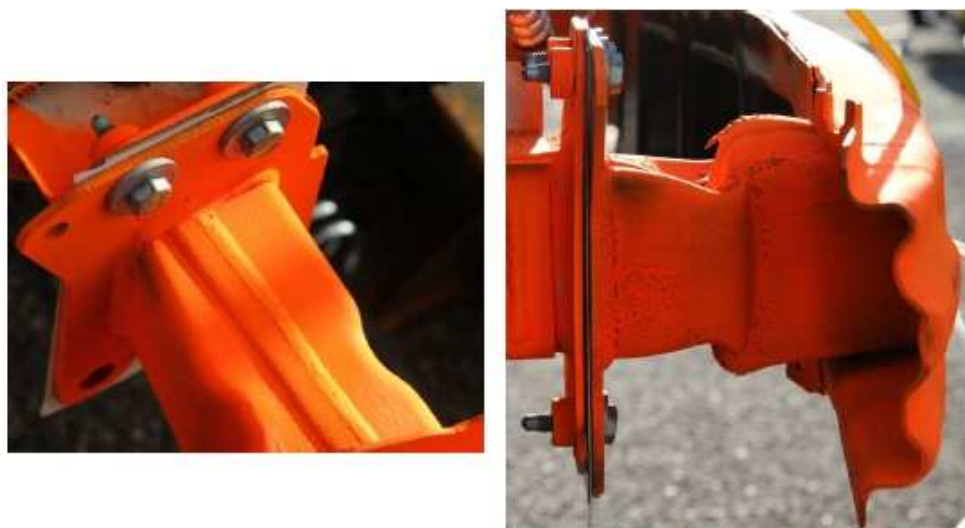
Velká část kinetické energie bývá v důsledku zpomalení při nárazu přeměněna na jiné druhy. Prvky pasivní bezpečnosti jsou tedy dimenzovány tak, aby pohltily co nejvíce kinetické energie pomocí elasticko-plastické deformace, třením nebo vytlačováním plyných, kapalných a tuhých látek. Jak už bylo zmíněno na absorpci kinetické energie má největší podíl plastická deformace konstrukce karoserie, avšak k ještě větší absorpci této energie jsou využívány následující konstrukční prvky:

- deformovatelná plechová struktura
- hydraulický absorbér
- pneumatický absorbér
- plastové díly
- kombinovaný absorbér

Zatímco deformovatelné plechové struktury mají jak nosnou a vodící funkci tak také slouží jako absorbéry energie pro všechny směry nárazu. Ostatní absorbéry energie jsou účinné jen v jednom směru nárazu a ostatní funkce postrádají. Jejich výhodou je snadná vyměnitelnost po kolizi.

Deformovatelná plechová struktura

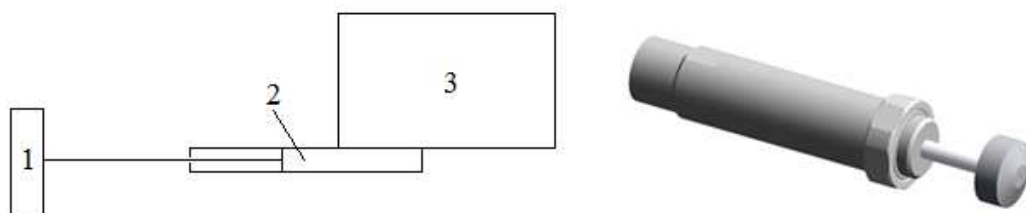
Při nárazu vozidla je kinetická energie pohlcována deformací nosné struktury, kol, chladiče a motoru. Plechová struktura je dimenzována jako nosná struktura a to i z hlediska pasivní bezpečnosti. Absorbci nárazové energie lze dosáhnout rozšířením, vyboulením zářezy v trubce a třením. Absorbční prvky se při nárazu plasticky deformují (pěchováním apod.). Při nízkých rychlostech se používají plasticky deformovatelné výměnné bloky, které se umísťují za přední nárazník. Mohou být opatřeny pryžovým obkladem. Deformační plechový člen před a po nárazu je zobrazen na *obrázku 15*.



Obrázek 15 Deformační plechový člen před a po nárazu.

Hydraulický absorbér

Rozlišujeme děrované a ventilové hydraulické absorbéry. Hydraulické absorbéry přeměňují nárazovou energii vlivem kapalinného tření, změnou směru a průřezu proudu kapaliny. Při nárazu na pevnou překážku je celková kinetická energie vozidla pohlcena hydraulickým absorbérem neboli tlumičem. Absorbér je účinný pouze v jednom směru a nevýhodou těchto systémů je nutný určitý zdvih.



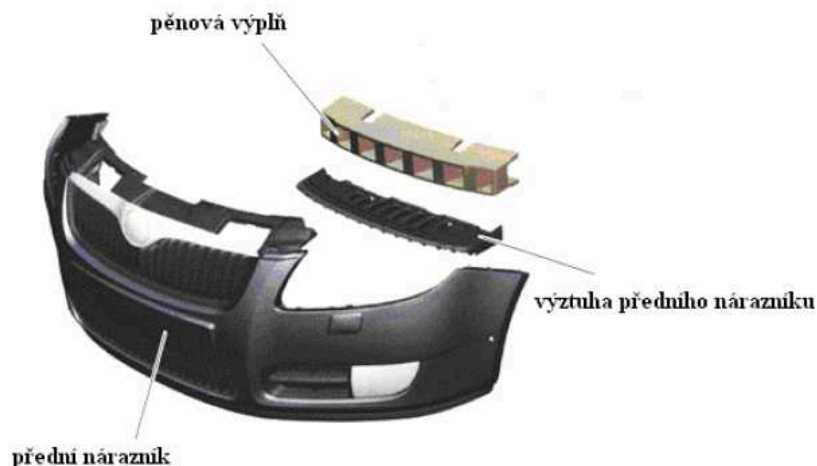
Obrázek 16 Uspořádání hydraulického absorbéru na vozidle: 1 - nárazník, 2 - hydraulický tlumič, 3 - kabina, vpravo tlumič nárazu.[1]

Pneumatický absorbér

Pneumatický absorbér je lehký a je účinný ve velkém rozsahu úhlů nárazů. Kinetická energie je pneumatickým absorbérem pohlcována vlivem použitého plynu a škrcení proudu plynu. Po nárazu vozidla s kompresorem je absorbér kompresorem doplněn, u vozidel bez kompresoru se po nárazu rozpíná plyn, jenž je stlačen nárazem do zvláštní nádrže.

Plastové díly

Podle materiálu a metody zpracování je možné vyrobit elastické, elasticko-plastické a plastické absorbéry energie. V dnešní době je velmi rozšířeno použití plastů i k tlumení nárazů při malých rychlostech. Konstrukční díly z plastů mohou být použity zároveň jako nosné prvky a prvky absorbující nárazovou energii. Mezi nevýhody patří závislost absorpční schopnosti umělých materiálů na teplotě. Elastické polyuretany se nejčastěji používají k výrobě nárazníkových bloků. Při výrobě nárazníků u automobilů je použita objemová lisovací směs, je to rohož z krátkých skleněných vláken nasycená polyesterovou pryskyřicí, jež se zpracovává lisováním za tepla. Rovněž se používá polypropylén.

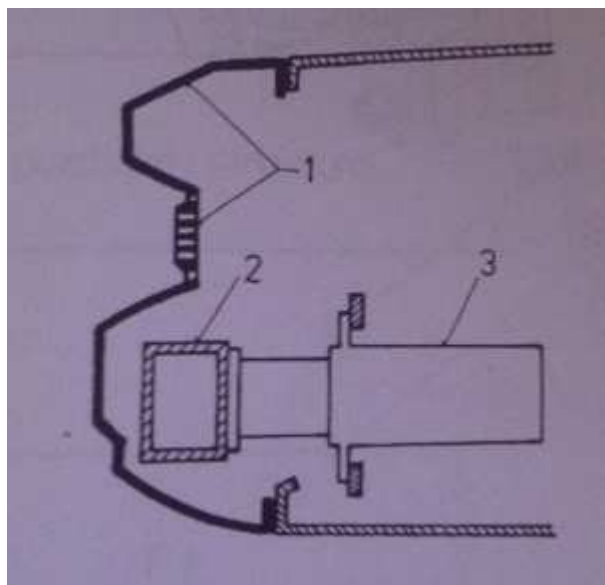


Obrázek 17 Pěnová a plastová výztuha nárazníku vozidla Škoda Roomster.

Kombinované absorbéry

Kombinovaný absorbér je vhodný pro malé nárazové rychlosti. Při nárazu dojde ke stlačení plynu a vlivem expanze plynu se přední válec vrátí do původní polohy před nárazem.

Konstrukce označená „*soft – face*“ slouží k ochraně karoserie při čelních nárazech, čelo karoserie je vyrobeno z elastického jednodílného nebo dvoudílného panelu. Příčník nárazníků u jednodílného provedení je ukryt za panelem, ke kterému může být připojen absorbér nebo je izolovaný od čela absorpčním blokem z polyuretanové pěny, což přispívá k ochraně vozidel a také ke snížení agresivity vůči chodcům.

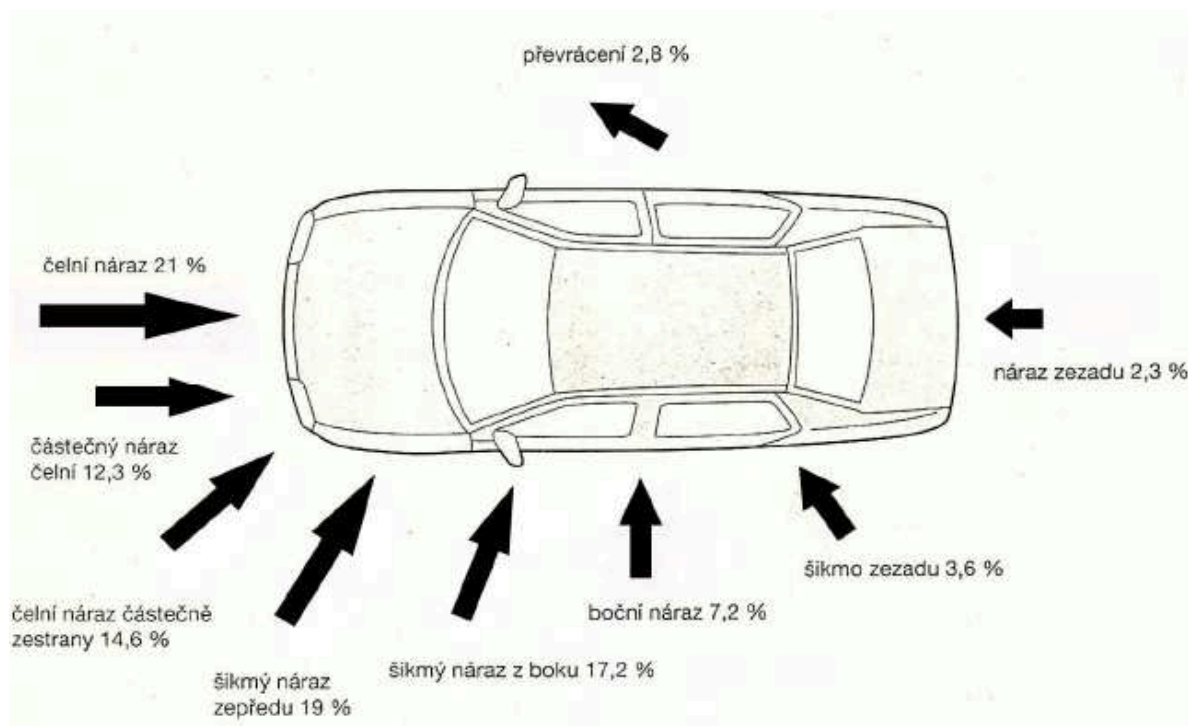


Obrázek 18 Poddajný předový panel (*soft - face*): 1 - elastický výlisek čela, 2 - příčník, 3 - hydraulický tlumič nárazu[1].

4 ANALÝZA DOPRAVNÍCH NEHOD

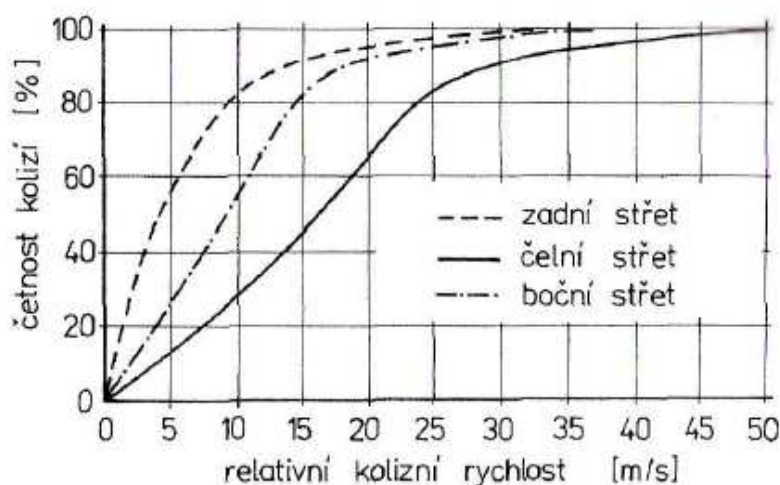
Výzkum silničních nehod a jejich analýza je v souvislosti s bezpečností vozidla důležitou vědní oblastí. Výsledkem výzkumů jsou informace o nejčastějších druzích nárazů, při jakých rychlostech k nim dochází, které části těla jsou nejčastěji poraněny. Analýzou dopravních nehod lze také získat přehled o účinnosti různých bezpečnostních opatření na vozidle. Tyto statistiky jsou důležitým faktorem při modelování či homologačních zkouškách nárazu.

Výsledkem výzkumu dopravních nehod jsou získané údaje o příčinách nehod a o následcích nehod na člověku, vozidlu a okolí. Při výzkumu se vychází ze standardních nehod, které jsou v silničním provozu nejčastější. Při srážce dvou vozidel dochází velmi často k čelnímu střetu, k boční srážce a k najetí jednoho vozidla na druhé zezadu. Jen na přední část vozidla připadá přes 60 % srážek (viz *obrázek 19*), na boky vozidla připadá celkem asi 25 % srážek, převažuje náraz na levou stranu. Z celého výzkumu vyplývá, že nejvíce musíme dbát na bezpečnostní opatření pro čelní a boční náraz, jelikož ty jsou při nehodě nejvíce poškozeny. K čelnímu nárazu totiž dochází při vysokých rychlostech. Boční náraz způsobuje velké poškození, jelikož karoserie není v tomto směru dostatečně tuhá.



Obrázek 19 Relativní četnost nehod podle směru nárazu [1].

Nárazová rychlost je dalším kritériem bezpečnostních opatření. Asi 93 % nehod vzniká při nárazové rychlosti menší než 60 km/h. Průzkum četnosti nehod vykazuje, že vyšší rychlost je při čelní srážce než při najetí vozidla zezadu nebo než srážka na křižovatce. Na základě této prognózy je možné navrhnout bezpečnostní opatření na určité rychlostní oblasti. Například při čelní srážce vzniká asi 50 % nehod pod hranicí 17 m/s, při rychlostech 20 m/s je to již asi 70 % nehod. Při nárazech zezadu je 80 % nehod při rychlosti jen kolem 8 m/s. Četnost kolizí v závislosti na relativní kolizní rychlosti je uvedena na obrázku 20.[1]



Obrázek 20 Četnost kolizí v závislosti na relativní kolizní rychlosti [1].

Častý je střet vozidla s chodcem a s cyklistou. Nejčastější střet vzniká v oblasti přídě vozidla a to asi 35 %, z pravého předního rohu vozidla asi 20 % a z pravé kapoty asi 22 %. Místo střetu závisí na tělesné výšce chodce, u dospělých je častý náraz hlavou na čelní sklo, u dětí jsou místa nárazů v oblasti čela a kapoty vozu. Při srážce vozidla s cyklistou je 60 % čelních nárazů, pak polovina do boku jízdního kola na křižovatce a časté jsou i nárazy do předního skla. Velmi podobné je to i při střetu s motocyklistou, časté je, že řidič motocyklu je přehozen až přes vozidlo a spolujezdec častěji naráží do vozidla. Nebezpečnost střetu vozidla s nechráněnými osobami je velmi vysoká a velmi časté jsou smrtelné úrazy.

Výsledky analýzy dopravních nehod jsou poznatky o nejčastěji se vyskytujících zraněních částí těla člověka. Nejvíce nebezpečná jsou poranění hlavy, zranění břicha, dále poranění hrudi a zranění krční páteře. Z končetin jsou nejzranitelnější nohy, nejčastější jsou zraněny kolena, dále ramenní klouby a paže. Požár vozidla není tak častý, ale často končí smrtelnými úrazy.

4.1 BIOMECHANIKA

Práce se nezabývá posouzením biomechanických kritérií při použití figuríny (HYBRID III) pro posuzování čelních nárazů, a proto by nemusela být probírána. Jelikož se v práci mnohokrát mluví o kritériích pro přežití při dopravní nehodě, bude tato problematika okrajově zmíněna.

Biomechanika je vědní obor, který popisuje mechanismus poranění a zjišťuje mechanickou odolnost lidského těla. Buduje své pozice na zkušenostech z experimentů a z analýz mechanismů nehod. Z těchto analýz lze vyhodnocovat informace o četnosti různých druhů nárazů, při jakých rychlostech se nehody stávají a k jakým zraněním cestujících při nich dochází. Nepostradatelnými se staly údaje o kritické pevnosti tkání, orgánů a jejich seskupení, hlavy, trupu, končetiny. Biomechanika má za úkol vyšetřovat zatížitelnost částí lidského těla, které jsou při nehodách nejčastěji zraňovány a stanovit příslušné mezní hodnoty, aby bylo možno přezkoušet bezpečnostní opatření na vozidle.

Mezi nejdůležitější biomechanická kritéria patří dle [1]:

- maximální zatížení člověka při zpoždění
- poranění hlavy s průměrnými a kritickými hodnotami pevnosti lebky vůči poranění
- poranění hrudníku
- poranění vnitrobřišních orgánů
- hraniční hodnoty pevnosti obratlů, páteře a pánve, kritické hodnoty pevnosti kostní pánve

Vůči zpomalení při nárazu vykazuje každá část těla jinou odolnost. Hlava, hrudník břicho a pánev jsou nejvíce postiženými částmi lidského těla. Poranění hlavy je nejčastější a také nejnebezpečnější důsledek nárazu, ke kterým dochází při 70 % dopravních nehod a ve většině případech je následkem smrti. Pro posouzení zranění hlavy se používá index zatížení hlavy HIC z anglického Head Injury Criterion. Obdobou HIC je v Evropě používáno kritérium HPC (Head Performance Criterion). Mezní hodnota stanovená normou FMVSS 208 je $HIC = 1000$ a je počítána dle [1] z rovnice:

$$HIC = \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right)^{2,5} (t_2 - t_1), \quad (11)$$

kde a je výsledná hodnota zpoždění hlavy a t_1, t_2 jsou doby, mezi kterými leží maximum indexu HIC. V americkém předpisu FMVSS 208 je podmínkou HIC_{36} , index označuje délku analyzovaného časového kroku v milisekundách. Biomechanické kritérium hlavy HPC nesmí, dle předpisu EHK – R 94 přesáhnout taktéž hodnotu 1000 a výsledné zrychlení hlavy nesmí přesáhnout 80 g po dobu delší než 3 ms. Hodnota HPC je posuzována jen v případě nárazu na okolní části karoserie.

Dle předpisu EHK – R 94 jsou posuzovány biomechanická kritéria krku tzv. Neck Injury Criterion (NIC) a stlačení hrudníku (ThCC). Maximální ohybový moment krku okolo osy nesmí přesáhnout hodnotu 57 Nm. Kritérium stlačení holenní kosti (TCFC) musí být menší než 8 kN. Při posuzování stlačení hrudníku se jedná o vzdálenost páteře a hrudní kosti, přičemž hodnota se nesmí zmenšit o více než 50 mm. V normě FMVSS 208 jsou pro kritérium NIC stanoveny mezní hodnoty působících sil. Pro kritérium (ThCC) dle této normy nesmí stlačení přesáhnout 76 mm.

V předpisech jsou uvedena i ostatní biomechanická kritéria jako kritérium měkké tkáně hrudníku (VC), kritérium deformace žebířů (RDC), kritérium stehenní kosti (FFC), kritérium maximálního zatížení břicha (APF). Další kritéria a jejich podmínky vyhovění jsou uvedeny v předpisech pro nárazové zkoušky.

4.2 MEZINÁRODNÍ PŘEDPISY EHK

Problematika pasivní bezpečnosti je v České republice stanovena Zákonem č.56/2001 Sb. „*Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*“ a vyhláškou Ministerstva dopravy a spojů č. 341/2002 Sb. „*O schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*“. Dále je nutné pro schvalování vozidel k provozu dodržet tzv. homologační předpisy Evropské hospodářské komise EHK-OSN. Schvalování způsobilosti vozidel k provozu v ČR provádí TUV SÜD Auto CZ s.r.o.

Mezinárodní předpisy EHK-OSN a jejich požadavky musí vozidla bez výjimky splňovat tak, aby mohla být dle Ženevské dohody z roku 1958 („O přijetí jednotných podmínek pro homologaci a o vzájemném uznávání homologace výstroje a součástí motorových vozidel“) uvedena do provozu. Tyto předpisy určují požadované účinky a vlastnosti, avšak nepředepisují konkrétní konstrukční řešení, kterými mají být dosaženy.

Níže jsou stručně popsány předpisy EHK-OSN pro zajištění pasivní bezpečnosti posádky osobních vozidel, které tvoří velkou část všech předpisů z důvodu jejich velké důležitosti (hlavně v oblasti lidského zdraví).

Ve Spojených státech amerických používají pro homologaci předpisy a normy FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standard). Ty byly v některých případech podnětem k vypracování evropských předpisů EHK. [1]

- *předpis EHK – R 11* stanovuje podmínky pro odolnost zámků a závěsů dveří
- ***předpis EHK – R 12*** stanovuje požadavky na bezpečnostní řízení vozidla nárazem (viz kapitola 5.4)
- *předpis EHK – R 14* stanoví podmínky pro kontrolu zakotvení bezpečnostních pásů, kontroluje pevnost kotevních míst
- *předpis EHK – R 16* stanoví homologační podmínky bezpečnostních pásů pro dospělé osoby
- *předpis EHK – R 17* se týká pevnosti sedadel a jejich upevnění do podlahy
- *předpis EHK – R 21* stanoví podmínky pro vnitřní vybavení vozidla, uspořádání ovládacích orgánů, střechy, opěradel a zadní části opěradel
- *předpis EHK – R 25* stanoví podmínky pro pevnost a geometrii opěrek hlavy
- *předpis EHK – R 29* stanoví podmínky pro pevnost budek nákladních automobilů o celkové hmotnosti větší než 7000 kg
- *předpis EHK – R 32* je zkouška, která napodobuje náraz do vozidla zezadu
- *předpis EHK – R 33* vztahuje se na chování nosné konstrukce prostoru pro cestující při čelním nárazu
- *předpis EHK – R 34* specifikuje provedení palivové soustavy, elektrické instalace a vlastní nádrže vozidla
- *předpis EHK – R 36* se týká důležitých částí autobusů a autokarů, rozdělení zatížení, ochrany proti ohni, prostoru motoru i palivové nádrže, pevnosti sedadel
- *předpis EHK – R 43* stanovuje podmínky pro zkoušení tříštivosti, mechanické pevnosti, odolnosti vůči prostředí
- *předpis EHK – R 44* stanovuje podmínky pro montáž zadržovacích systémů pro děti

- *předpis EHK – R 58* stanovuje rozměry pro ochranné zařízení proti podjetí
- *předpis EHK – R 93* stanovuje podmínky pro přední ochranná zařízení proti podjetí
- *předpis EHK – R 94* stanovuje ochranu cestujících při čelním nárazu, určuje zkušební metodiku pro zkoušku čelním nárazem (*viz kapitola 5.1*)
- *předpis EHK – R 95* určuje ochranu cestujících při bočním nárazu pro homologaci vozidla [1]

4.2.1 HOMOLOGAČNÍ PŘEDPISY EHK

Homologace se týká buď jednotlivých konstrukčních skupin, které se zkoušejí samostatně a lze je montovat na různá vozidla nebo se týkají vozidla jako celku. Homologační značka se pak vyznačí přímo na homologačním štítku vozu.

Předpisy EHK – OSN stanoví ustanovení pro schvalování funkční, pevnostní a životnostní technické specifikace. Dále obsahuje zkušební metodiku, jež obsahuje statické, dynamické destrukční zkoušky na předepsané zkušební zařízení za předepsaných podmínek. Splnění homologačních předpisů se ověřuje v autorizovaných zkušebnách, kteréhokoli členského státu, které se zavázaly, že do provozu budou připuštěny jen vozidla, která získala v autorizovaných zkušebnách tzv. Evropskou homologační značku.[14]

4.2.2 VOZIDLA VYRÁBĚNÁ A SCHVÁLENA V MALÝCH SÉRIÍCH

Problematika rozdílů ve schválení vozidel sériové a malosériové výroby je dána ve směrnici Evropského parlamentu a Rady 2007/46/ES, která stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a přípojných vozidel, konstrukčních částí i samostatných technických celků.

Pro kategorii M1 není přípustné, aby počet jednotek jednoho vozidla, jež mají být ve společenství za jeden rok zaregistrovány, prodány a dány do provozu, překročil 1000. Kategorie M1 jsou motorová vozidla s nejvýše devíti místy k sezení včetně místa pro řidiče a sloužící pro přepravu jen sedících osob a zavazadel, prostor pro zavazadla nesmí být větší než prostor pro přepravu osob. Celková hmotnost nesmí převýšit 3,5 t, nezapočítává se prostor získaný sklopením nebo přechodnou demontáží vozidel.

Schvalovací orgán může výrobce zprostit u schvalování malých sérií povinnosti předložit jeden nebo více certifikátů ES, přičemž každý prominutý certifikát ES je nahrazen zkušebním protokolem. Na žádost výrobce a v rámci početních omezení, udělí členské státy postupem uvedeným v předchozím odstavci schválení pro typ vozidla, které splňuje alespoň požadavky uvedené v následující *tabulce 1*. [15]

	Předmět	Předpis EHS	M1
1	Hladina akustického tlaku	70/157/EHS	A
2	Emise s výjimkou celé řady požadavků ohledně palubního diagnostického systému (OBD)	70/220/EHS	A
3	Palivové nádrže/ochrana proti podjetí zezadu	70/221/EHS	B
4	Umístění zadní registrační tabulky	70/222/EHS	B
5	Ovládací síla řízení	70/311/EHS	C
6	Zámky a závěsy dveří	70/387/EHS	C
7	Zvuková výstražná zařízení	70/388/EHS	B
8	Zařízení pro nepřímý výhled	2003/97/ES	X, B
9	Brzdová zařízení	71/320/EHS	A
10	Potlačení vysokofrekvenčního rušení	72/245/EHS	A, C
11	Kouř vznětových motorů	72/306/EHS	A
12	Vnitřní výbava	74/60/EHS	C
13	Zařízení bránící neoprávněnému použití vozidla	74/61/EHS	A
14	Mechanismus řízení při nárazu	74/297/EHS	C
15	Pevnost sedadel	74/408/EHS	C
16	Vnější výčnělky	74/483/EHS	C
17	Zpětný chod a rychloměrné zařízení	75/443/EHS	B
18	Povinné štítky	76/114/EHS	B
19	Kotevní úchyty bezpečnostních pásů	76/115/EHS	B
20	Montáž zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci	76/756/EHS	B
21	Odrázky	76/757/EHS	X
22	Svítilny doplňkové, přední, obrysové, zadní obrysové, brzdové, denní, boční obrysové	76/758/EHS	X
23	Směrové svítilny	76/759/EHS	X
24	Svítilny zadní registrační tabulky	76/760/EHS	X
25	Světlomety (včetně žárovek)	76/761/EHS	X
26	Přední mlhové světlomety	76/762/EHS	X
27	Odtahové úchyty	77/389/EHS	B
28	Zadní mlhové svítilny	77/538/EHS	X
29	Parkovací svítilny	77/539/EHS	X
30	Parkovací svítilny	77/540/EHS	X
31	Bezpečnostní pásy a zádržné systémy	77/541/EHS	A, B
32	Pole výhledu	77/649/EHS	A

33	Označení ovladačů	78/316/EHS	X
34	Odmrazování/odmlžování	78/317/EHS	C
35	Ostřikovače/stírače	78/318/EHS	C
36	Systém vytápění	2001/56/ES	C
37	Kryty kol	78/549/EHS	B
39	Spotřeba paliva	80/1268/EHS	A
40	Výkon motoru	80/1269/EHS	C
41	Emise vznětových motorů	88/77/EHS	A
44	Hmotnosti a rozměry (osobní automobily)	92/21/EHS	C
45	Bezpečnostní zasklení	92/22/EHS	X, B
46	Pneumatiky	92/23/EHS	X, B
50	Spojovací zařízení	94/20/ES	X, A
53	Čelní náraz	96/79/ES	N
54	Boční náraz	96/27/ES	N
58	Ochrana chodců	2003/102/ES	N

Tabulka 1 Předpisy EHS k schvalování vozidel do provozu. [15]

Legenda k tabulce

A - Nejsou povoleny žádné výjimky, kromě výjimek uvedených v předpisu EHS. Certifikát schválení typu a značka schválení typu nejsou požadovány. Zkušební protokoly musí vypracovat určená technická zkušebna.

B - Musí být dodržena technická pravidla předpisu EHS. Je třeba důsledně provést všechny zkoušky stanovené v předpisu EHS. Zkoušky může provést sám výrobce, na základě dohody se schvalovacím orgánem. Výrobce může být oprávněn vystavit technický protokol. Není třeba vystavit certifikát.

C - Výrobce musí prokázat, že jsou splněny základní požadavky předpisu EHS.

N - Předpis EHS se nepoužije.

X - Je požadován úplný soulad s předpisem EHS. Musí se vydat certifikát ES schválení typu. Zajistí se shodnost výroby.[15]

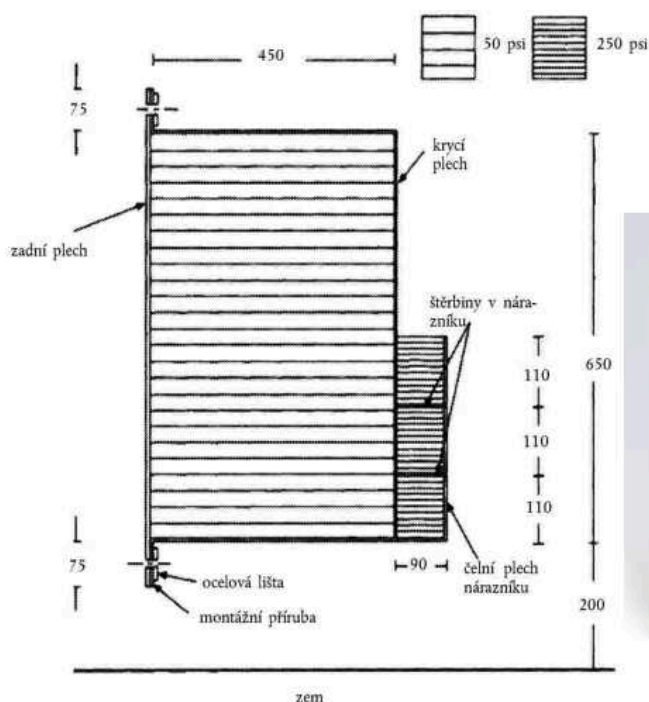
5 ČELNÍ NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

V této kapitole budou probrány požadavky čelních nárazových zkoušek. Zkouška dle nařízení FMVSS 208 platná v USA. Z tohoto amerického předpisu vychází evropská zkouška dle předpisu EHK – R 94 schvalující vozidla do provozu. V automobilovém průmyslu je velice uznávaná zkouška čelního nárazu dle EuroNCAP, i když není povinnou ke schválení vozidel. Závěrem bude popsána zkouška zkoumající EHK – R 12 zkoumající polohu sloupků řízení při čelním nárazu.

5.1 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EHK – R 94

Dle statistiky výzkumu dopravních nehod jsou stanoveny požadavky čelních nárazových zkoušek. Jelikož nejčastější bývá čelní střed dvou vozidel, zkoušky jsou zaměřeny, aby byly pro tento případ co nejpresnější s co nejmenšími náklady.

Při této nárazové zkoušce je použita bariéra, kterou tvoří oplechovaná plastová struktura s připevněným nárazníkem. Plastová struktura má výjimečné absorpční schopnosti. Bariéra je tvořena hliníkovou slitinou dle ISO 209 a je celá připevněná k bloku vážícího 70 000kg a více. K dolní části bariéry je připevněn nárazník, který je rozdělen zářezy na tři části.



Obrázek 21 Představená deformovatelná bariéra pro zkoušku čelním nárazem dle předpisu EHK - R 94. [16]

Ze statistik byla stanovená kolizní rychlost této nárazové zkoušky na 56 km/h. Vyšší kolizní rychlost může být, nikoliv však nižší. Když vozidlo vyhoví zkoušce při vyšší rychlosti, je zkouška považována za úspěšnou. Protijedoucí automobily se jen zřídka kdy srazí celou svou šířkou. Na základě těchto statistických údajů je rozhodnuto o předsunutí bariéry 40% šířky vozidla s odchylkou do 20 mm, bariéra je vždy umístěna na straně řidiče. Bariéra je umístěna kolmo ke směru nárazu s povolenou odchylkou do 1°.

Při nárazu je zásadní hmotnost vozidla. Pro platnost zkoušky se musí dodržet shodnost hmotnosti vozidla, označovanou jako pohotovostní hmotnost nenaloženého vozidla. Tedy hmotnost vozidla schopného provozu se všemi kapalinami, rezervním kolem bez posádky a zavazadel. Palivová nádrž je naplněna vodou, aby hmotnost odpovídala 90% hmotnosti paliva naplněné nádrže. Zkoušené vozidlo nesmí obsahovat brzdové a chladicí kapaliny. Měřicí přístroje nesmí přesáhnou hmotnost 25 kg. Při zkoušce musí být všechna okna úplně zavřená, rovněž dveře. Volant by měl být ve střední poloze a rychlostní stupeň zařazen v neutrální poloze.

Pro posouzení všech účinku pasivních bezpečnostních systémů na posádku slouží figurína HYBRID III, kterou je nutné správně ve vozidle umístit. Měla by se opírat o sedadlo a být připásána. Sedadlo se nastaví na polovinu svého rozsahu. Figurína musí držet volant a nohy má opřeny o nestlačené pedály. Obutí a oblečení je odkázáno na předpis FMVSS 208.

Výsledkem testu je posoudit naměřené hodnoty podle biomechanických kritérií. Vyhodnocení celkového zrychlení hlavy dle HPC_{36} za předpokladu, že dojde ke kontaktu hlavy s jinou částí vozidla. Jestliže nedojde, výsledné zrychlení hlavy nesmí překročit hodnotu 80g po dobu delší než 3 ms. Zatížení krku a posouzení dle NIC. Pro hrudník posouzení kritického stlačení dle ThCC. Porovnání sil působících v kosti stehenní dle FFC a lýtkové dle TCFC.

Při výše zmíněném nastavení a splnění biomechanických kritérií je zkouška úspěšná. Jestliže je vozidlo testováno při vyšší kolizní rychlosti a kritéria jsou splněna, je také zkouška považována za úspěšnou.[6][16]

5.2 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE FMVSS 208

Na rozdíl od předpisu EHK – R 94, jenž se týká zkoušky čelního nárazu, jsou v předpisu FMVSS 208 stanoveny i podmínky pro náraz boční nebo pro zkoušky převrácení vozidla. Předpisy FMVSS jsou starší a při tvorbě evropských regulí sloužily jako předloha.

Rozdíl nastává v konstrukci bariéry, kdy při evropské zkoušce je použita bariéra poddajná a v tomto předpisu je použita bariéra absolutně tuhá. Rozdíl není jen v tuhosti bariéry, ale také v její velikosti a pozici. Bariéra je opět umístěna kolmo ke směru jízdy, rozdíl však nastává v nárazu do bariéry po celé šířce vozidla. Obdobou nárazové zkoušky s představenou bariérou je v tomto předpisu náraz do tuhé bariéry pod úhlem 30%, kdy strana nárazu je libovolná. Rychlost nárazu je rovněž odlišná, zde je stanovena na 30 mph, což odpovídá asi 48,3 km/h.



Obrázek 22 Nárazová zkouška do tuhé bariéry dle předpisu FMVSS 208 při rychlosti 30 mph [13].

Taktéž požadavky na hmotnost vozidla jsou rozdílné. K hmotnosti vozidla je přičtena hmotnost posádky, zavazadel i měřicího aparátu. Naplnění nádrže nehořlavou kapalinou by mělo odpovídat hmotnosti nádrže natankované palivem v rozsahu 92 - 94%. Nastavení volantů, sedadel, oken a dveří je stejné jak u zkoušky evropské. Rovněž to platí o nastavení figuríny.

Navíc je v tomto předpisu stanoveno oblečení figuríny, která by měla mít oblečené bavlněnou košili s krátkým rukávem, kalhoty by měly končit u kolen a boty by měly být o velikosti 11. Hmotnost oblečení figuríny nesmí přesáhnout 0,25 libry.

Pro úspěšné vykonání zkoušky jsou zde stanoveny odlišné biomechanické limity než u zkoušky evropské. Hodnota maximálního zrychlení hlavy je stejná. Maximální dovolené zrychlení pro hrudník činí 60g pokud trvá déle než 3ms, přičemž maximální povolené stlačení je 3 palce, to je asi 76 mm. Tlaková síla stehenní kosti nesmí přesáhnout 2250 liber. [6][8]

5.3 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EuroNCAP

EuroNCAP tzv. New Car Assessment Programme je organizace zabývající se celkovým hodnocením bezpečnosti automobilů, provádí pravidelné zkoušky prodáváných automobilů v Evropě, byla založena v roce 1997. Výsledky zkoušky slouží k informovanosti výrobců i zákazníků a jsou velmi respektovány. Výsledky úrovně ochrany cestujících jsou hodnoceny podle počtu hvězdiček od 1 do 5 (*obrázek 24*), výrobci vozidel se vždy snaží dostat nejvyšší hodnocení. Tyto zkoušky neslouží k homologaci ani k schvalování vozidel. Zkouška čelního nárazu dle Euro NCAP vychází z předpisu ECE-R 94.



Obrázek 23 Volkswagen Golf VII při čelní nárazové zkoušce dle EuroNCAP [17].

Nejvýznamnější bariérovou zkouškou je čelní náraz. Jedná se o nejčastější typ nehody v provozu. Automobil naráží rychlostí 64 km/h do deformovatelné bariéry s přesazením 40% šířky vozu. Tento náraz simuluje nejčastější typ srážky v běžném provozu, jenž má za následek smrtelná poranění. Představuje reálný náraz s autem stejné hmotnosti. Reálný čelní náraz není většinou na celou šířku vozu, proto je zde zvoleno přesazení 40 % jeho šířky. Bariéra je deformovatelná, aby simulovala srážku dvou vozidel o rychlosti 55km/h.



Obrázek 24 Hodnocení ochrany dospělých cestujících na předních sedadlech při čelním nárazu dle EuroNCAP [17].

Pro testování se využívá testovací figurína HABRID III, na které se sledují parametry pomocí snímačů, z nichž je možno určit rozsah poranění cestujících ve vozidle. Při homologaci nového vozidla tedy splnění čelní nárazové zkoušky dle EHK – R 94 je nárazová rychlost 56 km/h. Nárazová energie, která musí být pohlcena, je při 64 km/h o 30% větší než při 56 km/h, což vypovídá o náročnosti zkoušek podle EuroNCAP. [6]

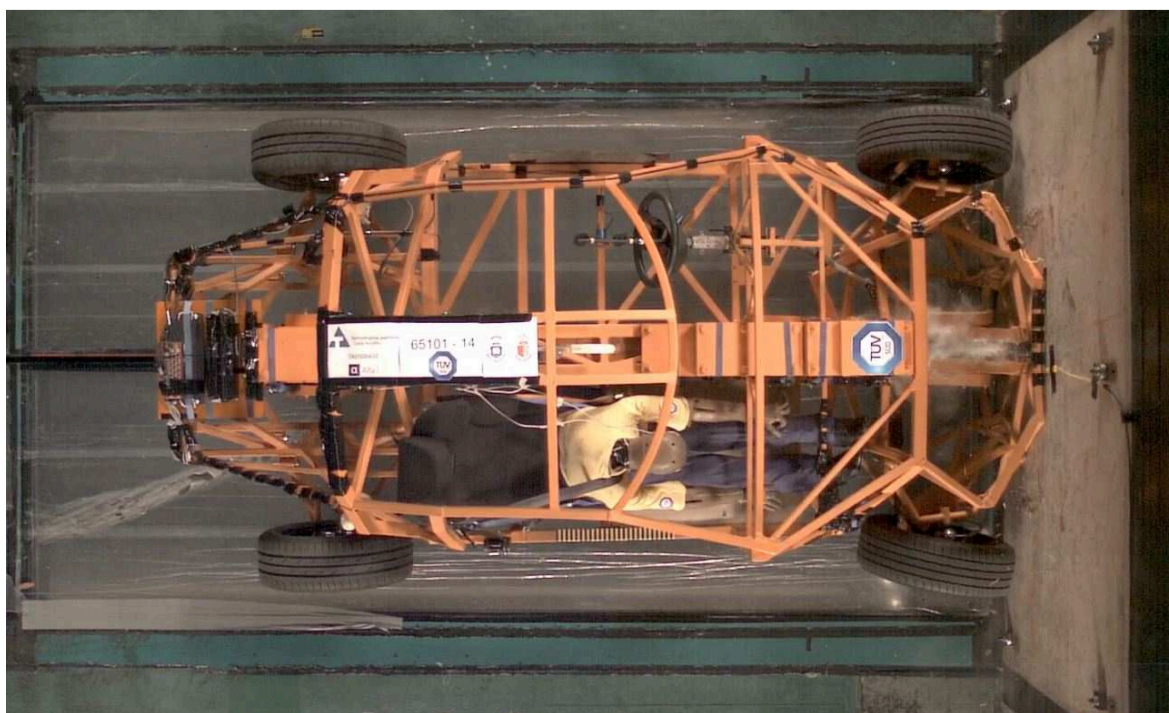
5.4 NÁRAZOVÁ ZKOUŠKY DLE EHK – R 12, VÝTAH Z NORMY (POLOHA SLOUPKU ŘÍZENÍ PŘI NÁRAZU 74/297/EHS)

Zkoušku lze provést čelním nárazem na bariéru, nárazem makety trupu a nárazem makety hlavy. Jelikož byla reálná zkouška provedena čelním nárazem na bariéru, bude níže podrobněji rozepsána pouze tato možnost.

Prostor pro zkoušku musí být dostatečně velký pro umístění rozjezdové dráhy, bariéry a technických zařízení nutných pro zkoušku. Konečný úsek rozjezdové dráhy musí být nejméně 5 m před bariérou vodorovný, rovný a hladký.

V okamžiku nárazu již nesmí být vozidlo poháněno hnacím zařízením. Musí dospět k překážce po dráze kolmé k bariéře, největší dovolená boční odchylka mezi střední svislicí čela vozidla a střední svislicí stěny bariéry je ± 30 cm.

Bariéra je tvořena železo-betonovým blokem, který má vepředu šířku nejméně 3 m a výšku nejméně 1,5 m. Tloušťka bariéry je volena tak, aby její hmotnost byla nejméně 70 000 t. Stěna bariéry musí být rovná, svislá a kolmá k ose rozjezdové dráhy. Musí být pokrytá překližkovými deskami tloušťky 19 mm. Mezi překližkovou desku a bariéru je možno vložit konstrukci skládající se z ocelové desky tloušťky nejméně 25 mm. Může být použit bariéra jiných vlastností, jestliže její nárazová plocha je větší než čelní nárazová plocha zkoušeného vozidla a bariéra vykazuje rovnocenných výsledků.



Obrázek 25 Nárazová zkouška dle předpisu EHK – R 12, elektromobil StudentCar SCX [5].

Při zkoušce musí být vozidlo vybaveno všemi svými obvyklými částmi a zařízením zahrnutým do jeho pohotovostní hmotnosti (v nenaloženém stavu). Na žádost výrobce může být vozidlo obsazeno figurínami umístěnými, tak aby v žádném okamžiku nebránily mechanismu řízení. Hmotnost figuríny se při této zkoušce nebere v úvahu.

Je-li vozidlo poháněno vnějšími prostředky, musí být nádrž naplněna na 90% svého objemu nehořlavou kapalinou. Všechny ostatní systémy (nádrž na brzdovou kapalinu,

chladič atd.) mohou být prázdné. Při pohonu vlastním motorem musí být nádrž naplněna na 90% svého objemu. Všechny ostatní nádrže musí být plně naplněny.

Na žádost výrobce může být motor zásobován z pomocné nádrže malého objemu a palivová nádrž se opět naplní nehořlavou kapalinou.

Rychlost v okamžiku nárazu musí být v rozmezí od 48,3 km/h do 53,1 km/h. Jestliže byla zkouška provedena při vyšší rychlosti nárazu a vozidlo přitom vyhovělo stanoveným požadavkům, považuje se zkouška rovněž za úspěšnou.

Při zkoušce vozidla v pohotovostním stavu bez figuríny se nárazem na nedeformovatelnou bariéru rychlostí 48,3 km/h nesmí vrchol sloupku řízení posunout ve vodorovném směru rovnoběžně s podélnou osou vozidla vzhledem k bodu vozidla neovlivněného nárazem dozadu o více než 127 mm, a ve svislém směru o 127 mm. [16]

6 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků spočívá v rozložení tělesa na menší části (konečné prvky), na kterých je analýza chování poměrně jednoduchá. Vychází z nahrazení posuvů náhradními funkcemi, které jsou ve tvaru polynomu prostorových souřadnic. Postup metody konečných prvků lze shrnout do několika následujících kroků:

- Rozdělení tělesa na konečné prvky (elementy)
- Popis chování jednotlivých elementů
- Opětovné složení a získání soustavy rovnic popisující chování celého tělesa
- Aplikace okrajových podmínek (síla, tlak, rychlost atd.)
- Řešení soustavy rovnic s následným získáním neznámých.
- Výpočet výsledků např. přetvoření a napětí

Metoda byla vyvinuta pro řešení složitějších problémů, kde si nevystačíme pouze s analytikou. Dle povahy úlohy může být pro řešení soustavy rovnic diskretizovaného tělesa využito několika algoritmu. Dva nejpoužívanější jsou implicitní a explicitní algoritmus.

6.1 IMPLICITNÍ ALGORITMUS

Pro nestacionární dynamickou úlohu, při zanedbání tlumení má pohybová rovnice následující tvar:

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\} \quad (12)$$

Známe řešení v časových okamžicích t_0, t_1, \dots, t_n . Musíme určit odezvu soustavy v čase t_{n+1} . Časový krok je $\Delta t = t_{n+1} - t_n$. Pohybová rovnice v čase t_{n+1} má tvar:

$$[M]\{\ddot{Q}\}_{n+1} + [K]\{Q\}_{n+1} = \{F\}_{n+1} \quad (13)$$

Z diferenčních formulí lze vyjádřit vztahy pro rychlost:

$$\{\dot{Q}\}_{n+1} = \frac{\{Q\}_{n+1} - \{Q\}_n}{\Delta t} \quad (14)$$

Dosazením do rovnice (13) a po provedení úprav je získána rovnice pro určení neznámých posuvů v čase t_{n+1} :

$$\left([K] + \frac{[M]}{\Delta t^2}\right)\{Q\}_{n+1} = \{F\}_{n+1} + \frac{[M](2\{Q\}_n - \{Q\}_{n-1})}{\Delta t^2} \quad (15)$$

Pokud bude pro dynamickou matici tuhosti definován vztah:

$$[\hat{K}] = [K] + \frac{[M]}{\Delta t^2} \quad (16)$$

A pro dynamickou matici zatížení bude definován vztah:

$$\{\hat{F}\} = \{F\}_{n+1} + \frac{[M](2\{Q\}_n - \{Q\}_{n-1})}{\Delta t^2} \quad (17)$$

Lze posuvy v čase t_{n+1} získat řešením soustavy:

$$[\hat{K}]\{Q\}_{n+1} = \{\hat{F}\} \quad (18)$$

Pro získání výsledků je nutno provést inverzní matici tuhosti, následně převedení na trojúhelníkový tvar a řešení soustavy rovnic. Stabilita řešení není závislá na volbě časového kroku tzn., že je implicitní algoritmus nepodmíněně stabilní. Stabilitou je v tomto případě udržení malých odchylek dvou po sobě jdoucích řešení. Jejich okrajové podmínky se liší o malou hodnotu.

6.2 EXPLICITNÍ ALGORITMUS

Je opět řešena pohybová rovnice (12). K aproximaci zrychlení je použita metoda centrálních diferencí, která vyjadřuje posuvy, rychlosti a zrychlení uzlů v čase t_{n+1} pouze pomocí hodnot v čase t_n . Lze tedy napsat následující vztah:

$$\{\ddot{Q}\}_n = \frac{(\{Q\}_{n+1} - 2\{Q\}_n + \{Q\}_{n-1})}{\Delta t^2} \quad (19)$$

Po dosazení toho vztahu do pohybové rovnice v čase t_n získáme následující vztah:

$$[M]\{\ddot{Q}\}_n + [K]\{Q\}_n = \{F\}_n \quad (20)$$

Po provedení úprav je získána rovnice pro posuvy v čase t_{n+1} v následujícím tvaru:

$$\left(\frac{[M]}{\Delta t^2}\right)\{Q\}_{n+1} = \{F\}_n - [K]\{U\}_n + [M]\frac{2\{U\}_n - \{U\}_{n+1}}{\Delta t^2} \quad (21)$$

Výhoda explicitního formulace se projeví při použití diagonální matice hmotnosti, díky čemuž nejsou jednotlivé uzly spolu nijak svázány a soustava rovnic má triviální řešení. Nevýhodou explicitní formulace je skutečnost, že explicitní algoritmus je podmíněně stabilní, z čehož vyplývá, že řešení je závislé na délce časového kroku. Velikost kritické délky časového kroku je možno určit pomocí Couratova kritéria:

$$\Delta t_c = \frac{h}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}}, \quad (22)$$

kde h je charakteristický rozměr nejmenšího prvku sítě, E je modul pružnosti v tahu a ρ je hustota materiálu. Fyzikálně lze kritickou hodnotu časového kroku definovat jako dobu průchodu napěťové vlny nejmenším prvkem sítě. Časový krok nesmí být větší, než je kritická délka dána tímto vztahem.

Srovnáním obou metod zjišťujeme, že časový krok při aplikaci explicitní metody je asi 100 až 1000 krát menší než časový krok používaný u implicitního algoritmu. Při požití explicitního algoritmu je analyzovaný časový interval rozdělen na mnohem více krátkých časových kroků, jejichž řešení je, ale mnohem rychlejší, než v implicitním případě. Explicitní algoritmus je nejvhodnější použít v analýzách velmi rychlých dějů. Např. crash testy automobilů, letadel, chování konstrukci při rázech, explozích či průstřelech. Implicitní algoritmus je naopak vhodný při simulacích technologických postupů např. tažení, válcování za studena atd. Oba algoritmy jsou spojeny velkými materiálovými i geometrickými nelinearitami.

6.3 HOURGLASSING

Pro explicitní úlohu je obvyklé použití prvku s jedním Gaussovým integračním bodem. V tomto bodě je zaznamenáno napětí a vyhodnocována energie. Použitím jednoho integračního bodu dochází k úspoře výpočtového času. Nevýhodou je snížení numerické stability oproti vícebodové integraci. Pokud je deformace prvku symetrická kolem Gaussova bodu má nulový vliv na vnitřní energii prvku, tzn. že geometrie prvku i celého tělesa se nemění. Toto chování je neobvykle, jelikož každé deformaci přísluší odpovídající změna vnitřní energie. Tento problém je numerický a mluvíme o něm jako o efektu přesýpacích hodin.

O hourglassingu lze říct, že se jedná o deformační mód s nulovou energií kmitající s frekvencí mnohem vyšší než je celková odezva struktury. Módy hourglassingu disponují nulovou tuhostí a projevují se jako deformace konečnoprvkové sítě ve tvaru přesýpacích hodin. Velký hourglassing vede až k zhroucení výpočtu, a proto musí být ve výpočtu monitorován a minimalizován. Za hranicí stabilního výpočtu se považuje, když energie hourglassingu dosáhne 5% vnitřní energie modelu. K jeho omezení lze přispět:

- Nepoužívat bodové zatížení
- Zjemnění konečnoprvkové sítě
- Užitím plně integrovaných elementů
- Zvýšení tuhosti modelu

Jev může vzniknout u čtyřuzlových skořepinových prvků, pětiuzlových klínu a osmiuzlových kvádrů s jedním integračním bodem. U čtyřuzlových čtyřstěnů a tříuzlových trojúhelníků tento jev nevzniká.

7 ELEKTROMOBIL StudentCar SCX

V průběhu čtyř let byly týmem odborníků a studentů vyvinuty tři prototypy vozu StudentCar SCX. Poslední verze prototypu byla již staticky počítána v diplomové práci [2] s názvem „Návrh a simulace rámu vozu“. Na tomto prototypu rámu byly provedeny jízdní a homologační zkoušky. Konkrétně zkouška dle EHK – R 12, která stanovuje požadavky na mechanismus řízení během nárazu. Tato zkouška je nutná pro uvedení do provozu pro malé série automobilu. Tento prototyp byl úspěšně uveden do provozu.

Elektromobil je tvořen čtyřmi pohonnými jednotkami (elektromotory), dobíjených battery boxem, který vede podélně středem elektromobilu. Při návrhu bylo zvoleno lichoběžníkové zavěšení náprav. Rám elektromobilu (obrázku 26) je svařovaný z tenkostěnných profilů. Při reálné zkoušce, byl však použit jen rám a zavěšení náprav spolu s koly. Karoserie a ostatní přístroje nebyly v testu použity. V této analýze tomu nebude jinak.

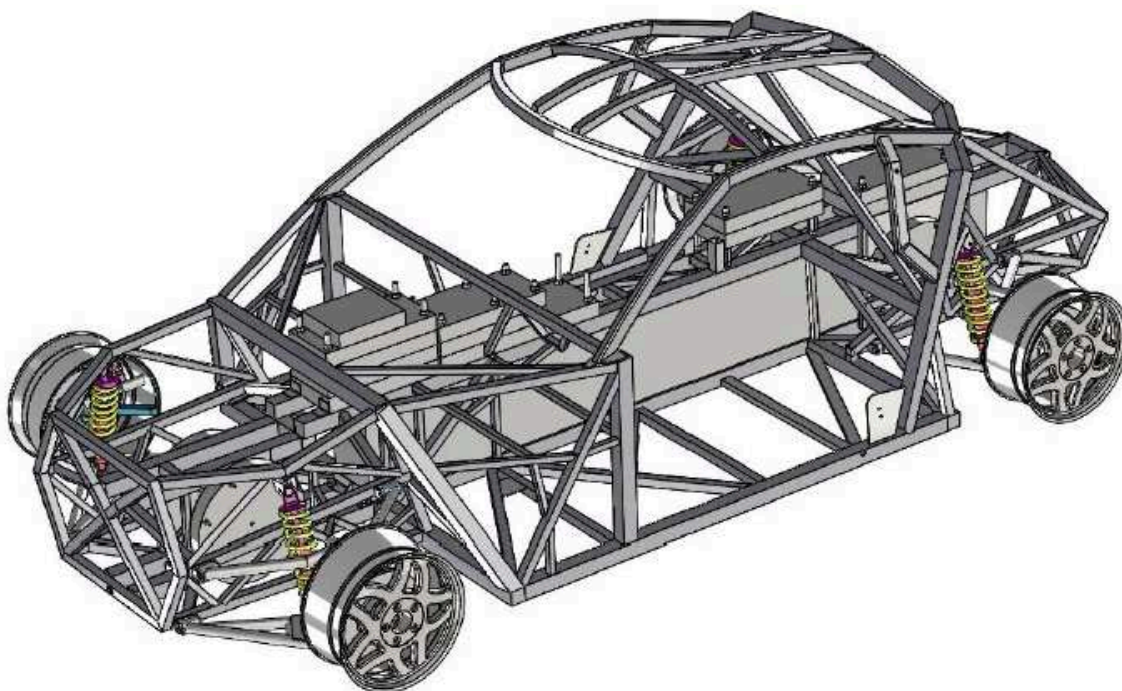


Obrázek 26 Rám elektromobilu StudenCar SCX [5].

8 VLASTNÍ ŘEŠENÍ SIMULACE

8.1 GEOMETRIE MODELU

Ačkoliv byla geometrie modelu dodána konstrukčním týmem StudentCaru. Musela být geometrie nadále upravována a zjednodušena. Jednotlivé profily byly v CAD modelu tvořeny solidy. Profily na sebe nenavazovaly, což by v tvorbě konečnoprvkové sítě neumožňovalo udělat spojitou síť. V programu Inventor byly z jednotlivých čtvercových profilů vytvořeny střednicové (shellové) plochy a byla dodržena návaznost profilů. Střednicovými plochami jsou myšleny plochy, které představují střed každé stěny profilu. Jejich tloušťka je geometricky nulová a je následně přiřazována numericky. Tento prostorový model rámu byl připraven pro použití 2D prvků. Stejným postupem byly vymodelovány ramena zavěšení. V tomto případě se jedná o kruhové profily.



Obrázek 27 CADmodel elektromobilu StudenCar SCX.

Vzhledem ke geometrii jsou kola modelovány ze čtyř částí. Brzdový kotouč není do analýzy zahrnut.

- 2D model pneumatiky
- 2D model tenkostěnného ráfku
- 3D model unášече
- 3D model těhlice

V modelu jsou nadále vymodelovány 3D tělesa reprezentující elektromotory a závaží použité na dovážení celého modelu při reálné zkoušce. Battery box, který tvoří velkou část hmotnosti, je modelován jako plechový rám (2D), vyplněný betonem (3D), kterému je následně přiřazen odpovídající materiálový model. Podíl na hmotnosti mají také sedadla tvořena ocelovým rámem, vyplněna polyuretanovou pěnou. Zatímco rám sedadla je tvořen 2D prvky, pěna je modelována jako 3D. V modelu se vyskytují i prvky s 1D geometrií. Jedná se o řídicí tyč a odpružení. U těchto součástí předpokládáme jednoosé namáhání.

Pro samotnou simulaci nepostačí model vozidla. Musí být vymodelována také podlaha a bariéra. Pro simulaci je zvolena bariéra dle předpisu EHK – R 12. Jde tuhou bariéru pevně zakotvenou v prostoru. Podlaha zamezuje vertikálnímu posuvu vozidla. Kola jsou v kontaktu s podlahou z důvodu působení gravitační síly. Podlaha je také pevně zakotvena v prostoru. Podlaha i bariéra jsou modelovány jako 2D plochy.

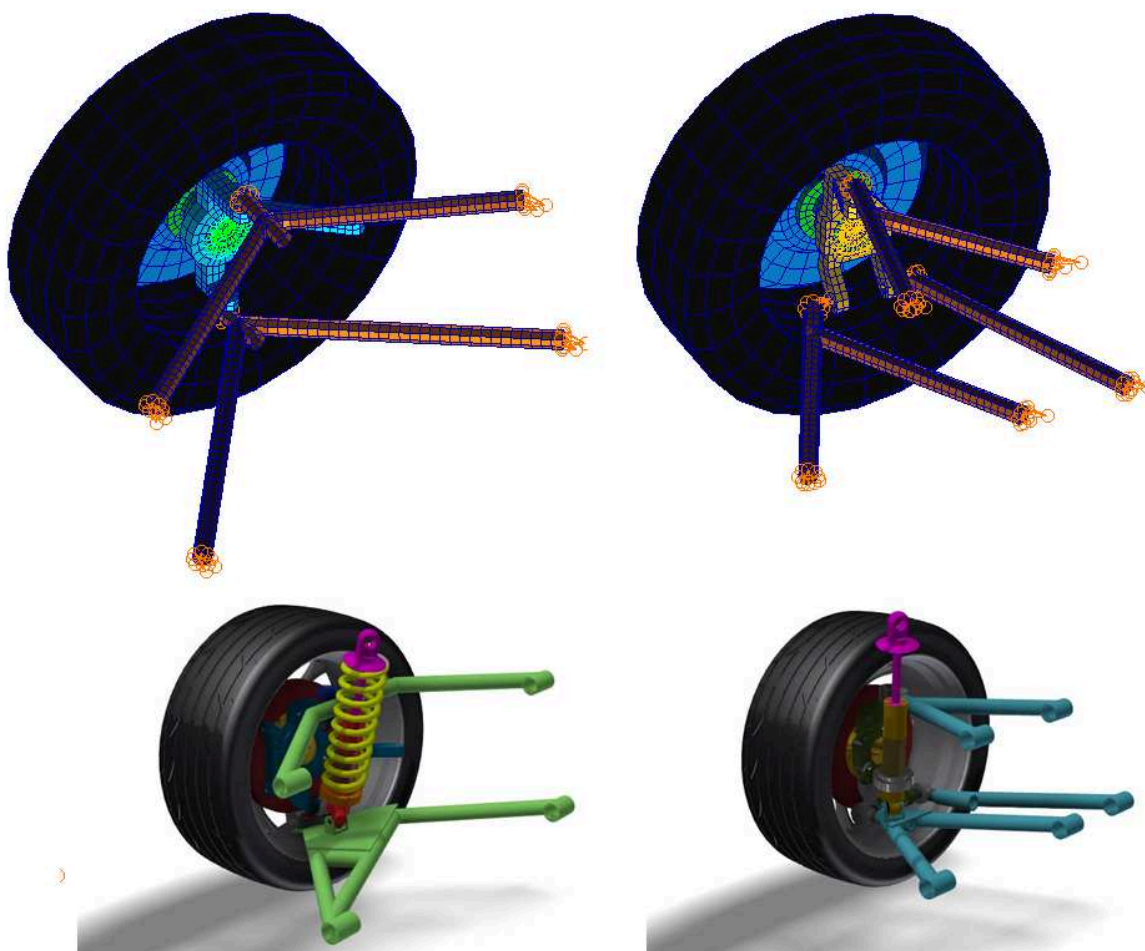
Některé součásti jsou v modelu zanedbány, jelikož nijak neovlivní výsledky analýzy a naopak by přispívaly k prodloužení výpočtu. Jde o měniče, hnací hřídele, chlazení, brzdové rozvody a kotouče atd. V tabulce je uveden souhrn modelovaných součástí.

<i>Součást</i>	<i>Model</i>	<i>Materiálový model</i>
Svařovaný rám	2D	Poddajný
Ramena zavěšení	2D	
Pneumatiky a ráfky	2D	
Unášec	3D	
Těhlice	3D	
Plech závaží elektromotorů	2D	
Závaží elektromotorů	2D	
Battery box	2D i 3D	
Závaží na dovážení	3D	
Sedadla	2D i 3D	
Tyč řízení	1D	
Odpružení	1D	
Podlaha	2D	Absolutně tuhý
Bariéra	2D	

Tabulka 2 Souhrn modelovaných součástí a jejich povaha.

8.2 MECHANISMY A DISKRETIZACE MODELU

Všechny součásti nemohou být v modelu spojeny pevně, protože bychom narušili jejich funkčnost. Z tohoto důvodu jsou vazby mezi těmito pohyblivými součástmi do modelu zahrnuty. Pohyblivé mechanismy se vyskytují u zavěšení kol, tedy mezi rámem a rameny nápravy a také mezi těhlicí a rameny nápravy. Na elektromobilu je použito lichoběžníkové zavěšení náprav (obrázek). Ramena tvaru písmen A jsou k rámu přichyceny vždy ve dvou místech, pomocí silentbloků. Při pohledu zepředu tvoří tento typ zavěšení lichoběžník.



Obrázek 28 Mechanismus lichoběžníkového zavěšení náprav. Vlevo nahoře diskretizovaný model přední nápravy, pod ním CAD model lichoběžníkového mechanismu. Napravo zadní lichoběžníkové zavěšení nápravy.

Mechanismus náprav je složen z následujících součástí:

- Horní a spodní rameno spojeno s rámem pomocí silentbloků (sférický kloub)
- Těhlice spojena s rameny náprav kulovými čepy
- Tlumič sféricky spojeny s rámem a spodním ramenem

Tyto kinematické dvojce jsou v analýze popsány vazbovými rovnicemi mezi jednotlivými uzly v modelu. Při jejich tvorbě je brán zřetel na správné odebrání stupňů volnosti. Unášec s kolem vykonávají valivý pohyb a spolu s těhlicí jsou spojeny ložiskem. Aby nebyla rotace kola a unášeče narušena, jsou s těhlicí provázány opět pomocí vazbových rovnic. Také je použit 1D prvek beam, k nahrazení ložiska. Spojení ráfku s unášečem je realizováno provázáním vždy několika uzlu na unášeči (3D) a ráfku (2D) v pěti místech nahrazující skutečné spojení pěti šrouby. Pneumatika s ráfkem je vymodelována jako jeden celek a následně jim jsou přiřazeny odlišné materiálové vlastnosti. K odvalování kola po podlaze je použit kontaktní algoritmus s vyšším koeficientem tření.

Stabilizační tyče nejsou u lichoběžníkové nápravy potřebné. Ramena tvaru písmene A jsou uchycena k rámu ve čtyřech místech u přední nápravy, u zadní v pěti místech. Tyč řízení je modelována pomocí 1D prvků. Bezpečnostní hřídel ani volant není do analýzy zahrnut.

Sedadla jsou ve skutečnosti připojena k rámu pomocí posuvných kolejnic. Při nárazu by se sedadla neměla změnit svou polohu a zůstat pevně spojena přes kolejnici k rámu. V analýze jsou sedadla připojena pevnou vazbou pomocí vazbových rovnic.

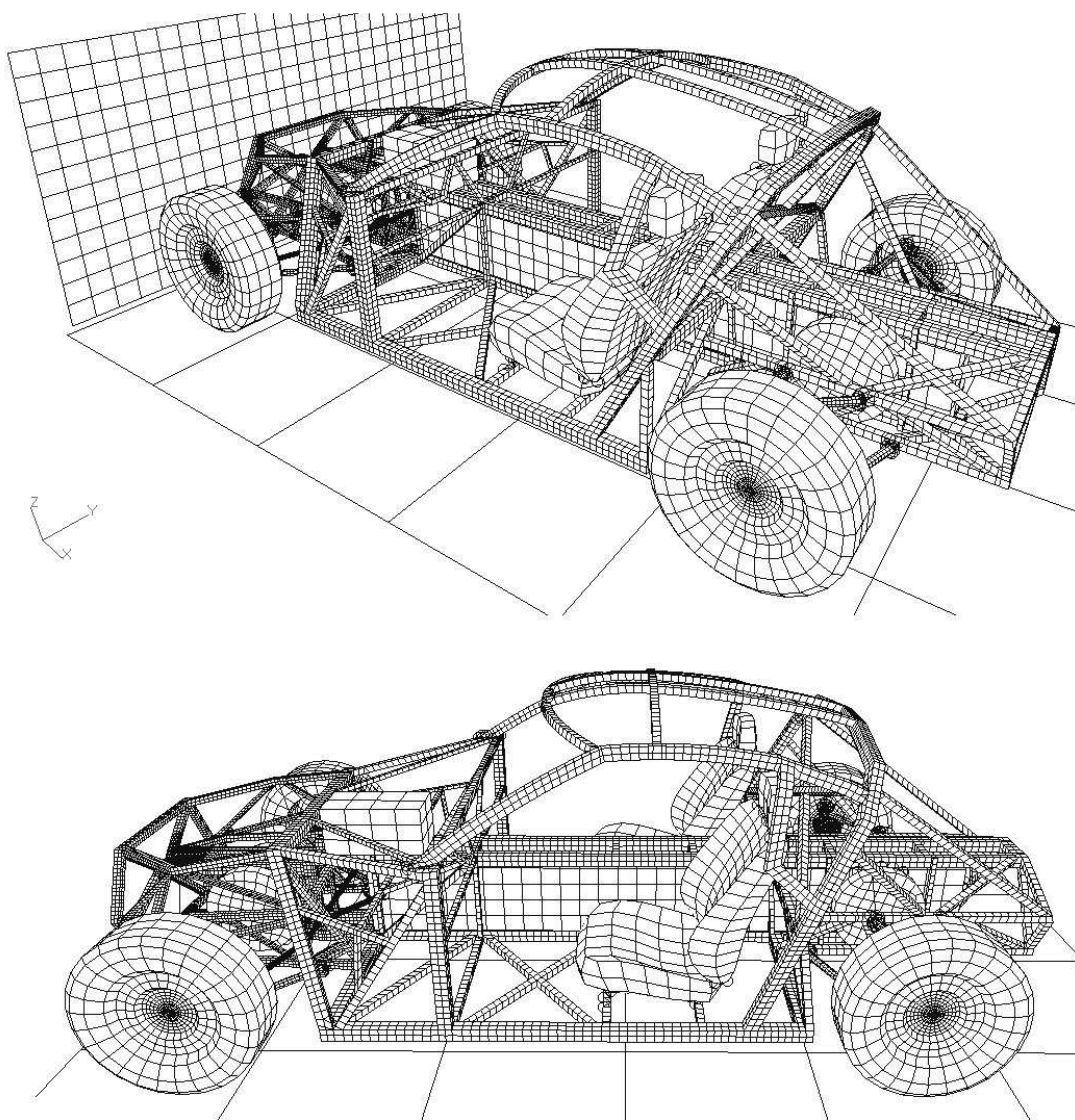
Závaží nahrazující elektromotory, jsou spojeny s plechem pomocí 1D prvku beam. Tyto prvky nahrazují skutečné připojení elektromotoru 8 šrouby. Plech držící toto závaží je s rámem spojen pevně. Battery box, který tvoří velkou část hmotnosti, je s rámem spojen třecím kontaktem s určitým koeficientem tření. Závaží na dovážení hmotnosti rámu je připevněno dokonale pevnou vazbou.

Diskretizace modelu konečnými prvky je nedílnou součástí modelování. V analýze jsou použity jen prvky prvního řádu, tedy bez použití meziuzlů. Při dělení modelu konečnými prvky jsou zohledněny metriky jednotlivých elementů, použití vhodného typu prvku a také eliminace malých elementů v důsledku délky časového kroku.

Velikost dělení určuje, jak délku výpočtu jednoho časového kroku, tak i samotnou délku časového kroku podle Courantova kritéria zmíněného v kap. 6. Jestliže se v konečnoprvkové síti vyskytne výrazně menší prvek než ostatní je úloha značně zpomalena, díky tomuto prvku. Při dělení geometrie je brán zřetel na výskyt těchto malých elementů.

Podrobnější popis elementů, jejich vlastnosti a chování nalezneme v [20]. V modelu jsou použity následující prvky:

- *CHEXA8* – Prostorový prvek tvaru šestistěnu s 8 uzly, tímto prvkem jsou rozděleny všechny prostorové součásti (těhlice, sedadlo atd.)
- *CQUAD4* – Skořepinový čtyřúhelníkový prvek se 4 uzly, tímto prvky jsou děleny všechny dvojrozměrné součásti (rám, ramena zavěšení, ráfek atd.)
- *CTRIA3* – Prvek tvaru trojúhelníku se 3 uzly, je použit při přechodu z husté sítě na jemnou. Výhodou je odolnost proti hourglassingu.
- *CBEAM* – Prvek s 6 stupni volnosti, prvku je přiřazená průřezová charakteristika, v analýze nahrazuje tyč řízení a ložiska.
- *CELAS1D* – Prvek s nulovou hmotností, tímto prvkem je nahrazeno odpružení kola, jelikož se vyznačuje konstantní tuhostí v jednom směr



Obrázek 29 Model sestavený z konečných prvků.

8.3 MATERIÁLY

Na skutečném vozidle je použito mnoho různých materiálů. Jelikož bude simulace srovnána s reálnou zkouškou, budou do analýzy zahrnuty materiály, ze kterých je skutečné vozidlo vyrobeno. V analýze je počítáno s homogenními materiály. Základní materiály použité v analýze jsou: ocel, hliník, pryž, polyuretanová pěna a beton. Všechny materiálové modely použité v analýze jsou izotropní. Materiálové modely můžeme rozdělit na absolutně tuhé, lineárně pružné a elasto-plastické.

Absolutně tuhý materiálový model

Tento materiálový model v analýze přiřazen nárazové bariéře a podlaze. I v tomto modelu musí být zadány hodnoty Youngova modulu pružnosti E , Poissonovy konstanty μ a hustoty ρ , které jsou použity pouze při kontaktu s jinými tělesy.

Lineárně pružný materiálový model

Napěťové deformační chování tohoto základního materiálového modelu lze vyjádřit Hookovým a Poissonovým zákonem. Jedná se o nestacionární analýzu, a proto musí být u každého materiálového modelu zadána hustota. Tři neznáme, které musí být v analýze zadány, jsou Youngův modul pružnosti E , Poissonova konstanta μ a hustota ρ . Tento materiálový model je použit u součásti, kde není předpokládána plasticita.

Bilineární elasto-plastický materiálový model s kinematickým zpevněním

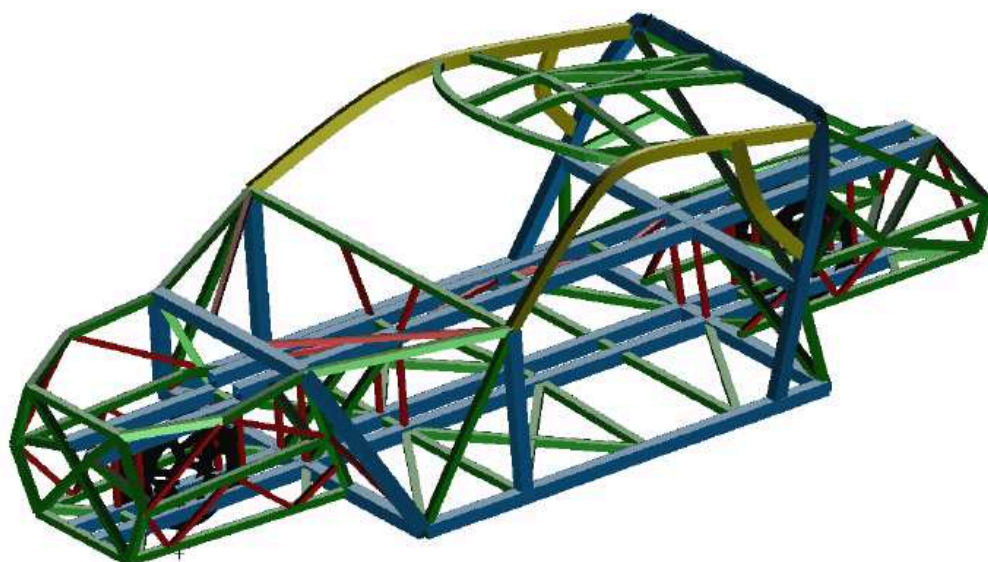
Při rychlých dějích a tedy i nárazech vozidel nelze zanedbat rychlost deformace, která se pohybuje v hodnotách 1 s^{-1} až 100 s^{-1} . V tomto modelu je napěťové deformační chování popsáno dvěma přímkami pro elastickou a plastickou oblast. Vstupními daty jsou Youngův modul pružnosti E , Poissonova konstanta μ , hustota materiálu ρ , deformační zpevnění E_t a mez kluzu σ_y . Rychlost deformace je popsána Cowper-Symondsovým modelem.

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_s} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}_p}{C} \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (23)$$

kde σ_s statická mez kluzu, σ_d dynamická mez kluzu závislá na rychlosti plastické deformace $\dot{\epsilon}_p$. C_s a p jsou Cowper-Symondsovy materiálové konstanty. Hodnoty těchto konstant a ostatních materiálových veličin jsou shrnuty v tabulce. [6]

Ramena náprav jsou vyrobeny z bezešvých trubek 31,8x2,6 mm z oceli S355J2H. Samotný rám je svařen ze čtyř druhů profilů z oceli S355J2H a S235. Jedná se o profily následujících rozměrů. Na obrázku lze vidět rozložení těchto profilů.

- Čtvercový profil 30x30x2 mm z oceli S355J2H
- Čtvercový profil 50x50x2 mm z oceli S355J2H
- Obdélníkový profil 50x30x3 mm z oceli S355J2H
- Čtvercový profil 20x20x2 mm z oceli S235



Obrázek 30 Pozice jednotlivých profilů použitých na rámu vozidla.

Barva na obrázku	Jednotlivé profily
Zelená	profil 30x30x2 mm, ocel S355J2H
Modrá	profil 50x50x2 mm, ocel S355J2H
Červená	profil 20x20x2 mm z oceli S235
Žlutá	profil 50x30x3 mm z oceli S355J2H

Tabulka 3 Použité profily na rámu.

U hliníkových dílů se jedná o duralovou slitinu standardního složení. Materiálový model výplně sedadla (polyuretanová pěna) a pneumatiky (pryž) je převeden na lineárně pružný s odpovídajícími hodnotami Youngova modulu pružnosti, Poissonovy konstanty a hustotě.

Za zmínku stojí také materiál battery boxu, který je při reálném testu vyplněn betonem. Tímto se dosáhlo pohotovostní hmotnosti vozidla. Beton je v analýze popsán lineárně pružným materiálovým modelem s odpovídajícími materiálovými hodnotami.

Součást	Materiálový model	Elastické hodnoty			Označení
		$E[\text{GPa}]$	$\mu[-]$	$\rho[\text{kg/m}^3]$	
Rám	Bilineární	210	0,3	7850	S355J2H i S235
Ramena	Bilineární	210	0,3	7850	S355J2H
Ráfky	Lineárně pružný	71	0,3	2750	AlCu4Mg
Pneumatika	Lineárně pružný	5	0,49	1800	-
Těhlice	Lineárně pružný	71	0,3	2750	AlCu4Mg
Unášec	Lineárně pružný	71	0,3	2750	AlCu4Mg
Závaží el.	Lineárně pružný	210	0,3	7850	S235
Battery box	Lineárně pružný	30	0,2	2400	beton
Rám battery boxu	Lineárně pružný	210	0,3	7850	S235
Závaží dovážení	Lineárně pružný	210	0,3	7850	S235
Rám sedadla	Bilineární	210	0,3	7850	S235
Výplň sedadla	Lineárně pružný	0,9	0,05	82	-
Podlaha	Absolutně tuhý	210	0,3	7850	-
Bariéra	Absolutně tuhý	210	0,3	7850	-

Tabulka 4 Elastické hodnoty materiálových modelů.

Součást	Časová závislost	Časové konstanty		Plastické hodnoty	
		$C_s[-]$	$p[-]$	$\sigma_y[\text{Mpa}]$	$E_t[\text{Mpa}]$
Rám	Cowper-Simonds	40,5	5	428	2500
Ramena	Cowper-Simonds	40,5	5	282	2000
Rám sedadla	Cowper-Simonds	40,5	5	282	2000

Tabulka 5 Hodnoty pro časovou a plastickou závislost deformace.

8.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

V analýze zkoumáme odezvu konstrukce při nárazové zkoušce. Simulace nárazové zkoušky odpovídá předpisu EHK – R 12. Okrajové podmínky jsou v této analýze dány kinetickou energií prostřednictvím hmotnosti modelu a nárazové rychlosti. Hodnota počáteční rychlosti je 48 km/h (13,42 m/s), dle předpisu zmíněného výše. Tuhá bariéra ani podlaha nesmí během simulace změnit svou polohu. Jsou tyto plochy dokonale vetknuty. Také je do analýzy zahrnuto působení gravitace ve tvaru tíhového zrychlení $g = 9,8 \text{ m/s}^2$. Mezi okrajové podmínky jsou zařazené i kontakty. V tabulce jsou vypsány jednotlivé kontaktní dvojice spolu s koeficienty tření.

<i>Kontaktní dvojice</i>	<i>Typ kontaktu</i>	<i>Koeficient tření</i>
Rám/Bariéra	Dotykový	0,16
Rám/Rám	Dotykový	0,2
Rám/Battery box	Dotykový	0,2
Rám/Pneumatika	Dotykový	0,6
Rám/Závaží	Slepený	0,8
Pneumatika/Podlaha	Dotykový	0,55

Tabulka 6 Typy kontaktů jednotlivých kontaktních dvojic spolu s koeficienty tření.

Délka výpočtu je přímo ovlivněna délkou času simulace. Délka času simulace je volena podle času odražení vozidla od bariéry. Výpočty ukázaly, že k odražení vozidla dochází v časovém rozmezí 25-45 ms od počátku nárazu. Díky tomu je čas výpočtu stanoven na 70 ms.

9 VÝSLEDKY SIMULACE

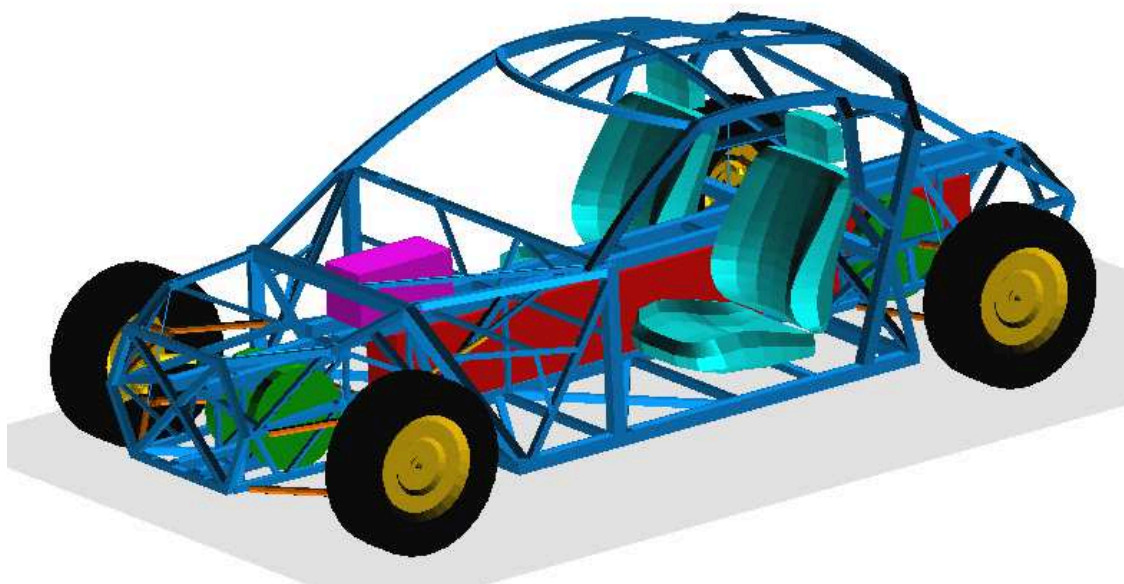
9.1 HMOTNOST

Abychom se přiblížili reálné zkoušce, hraje rozložení hmotnosti důležitou roli ve výsledcích simulace. Elektromobil StudentCar SCX váží bez posádky 1450 kg. Při reálné zkoušce je tato váha docílena velkým navýšením váhy battery boxu a následně dovážena na požadovanou hmotnost pomocí závaží.

Rám svařovaný z tenkostěnných profilů váží cca 300 kg. V simulaci nejsou svary modelovány a z toho důvodu je váha rámu upravena změnou hustoty, aby rám odpovídal reálné váze. Elektromotory jsou nahrazeny závažím o shodné hmotnosti (celkem 172 kg). Závaží elektromotorů jsou umístěny na stejných místech jako v reálném modelu. Hmotnost náprav spolu se zavěšením kol je 98 kg. Sedadla tvořena rámem a plněna pěnou váží 38 kg. Středovým tunelem vede battery box o značně velké hmotnosti. V reálném testu byl nahrazen betonovým blokem o hmotnosti 467 kg. Dále bylo celé vozidlo dováženo na požadovaných 1450 kg pomocí dovažovacích závaží (375 kg). Rozložení hmotnosti je patrné z tabulky 7.

<i>Součást</i>	<i>Rám</i>	<i>El. motory</i>	<i>Kola a zavěšení</i>	<i>Sedadla</i>	<i>Battery box</i>	<i>Dovaž. závaží</i>	<i>Celkem</i>
<i>Hmotnost [kg]</i>	300	172	98	38	467	375	1450
<i>Barva na obrázku</i>	modrá	zelená	černá a hnědá	sv. modrá	červená	fialová	-

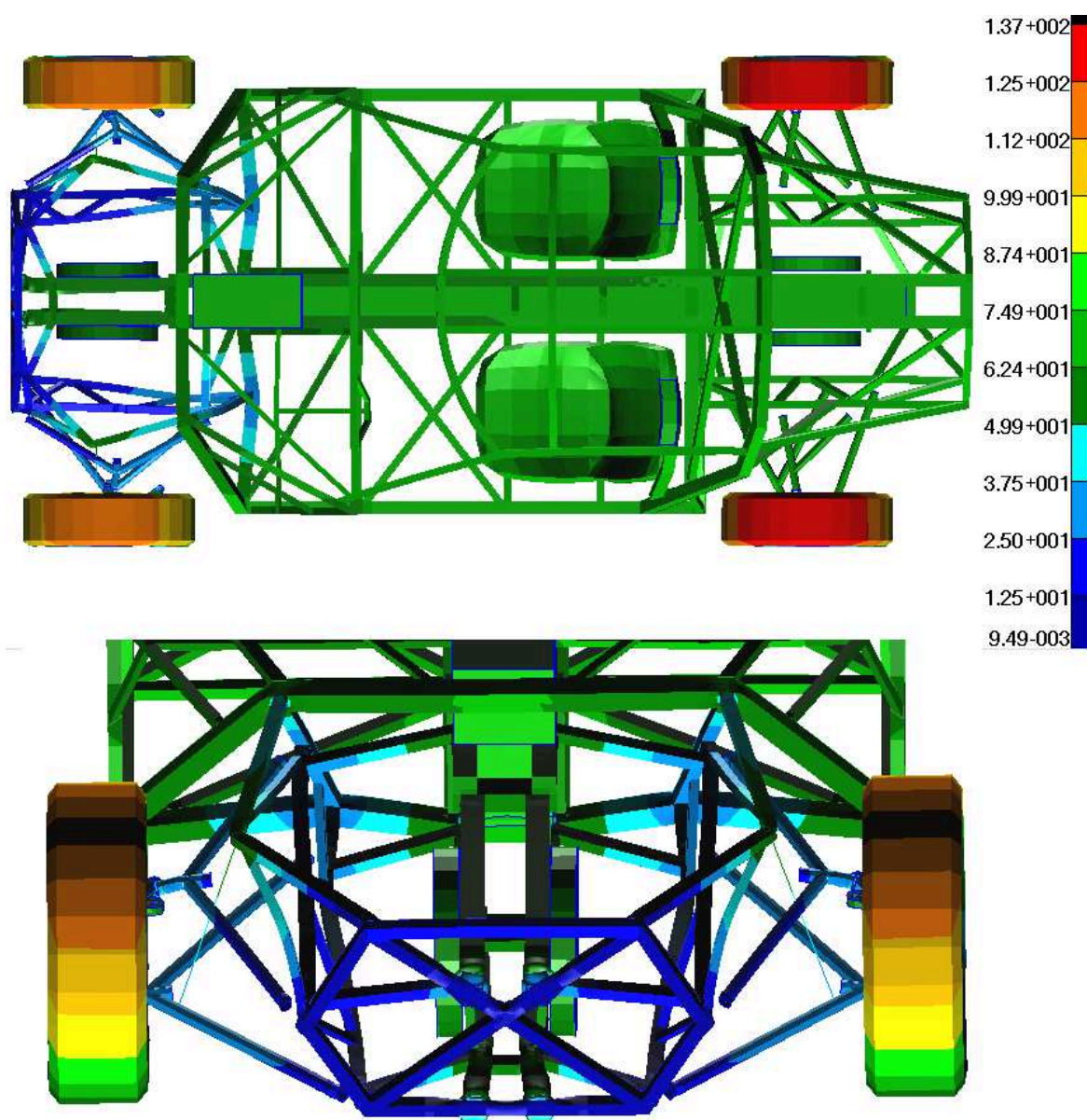
Tabulka 7 Rozložení hmotnosti.



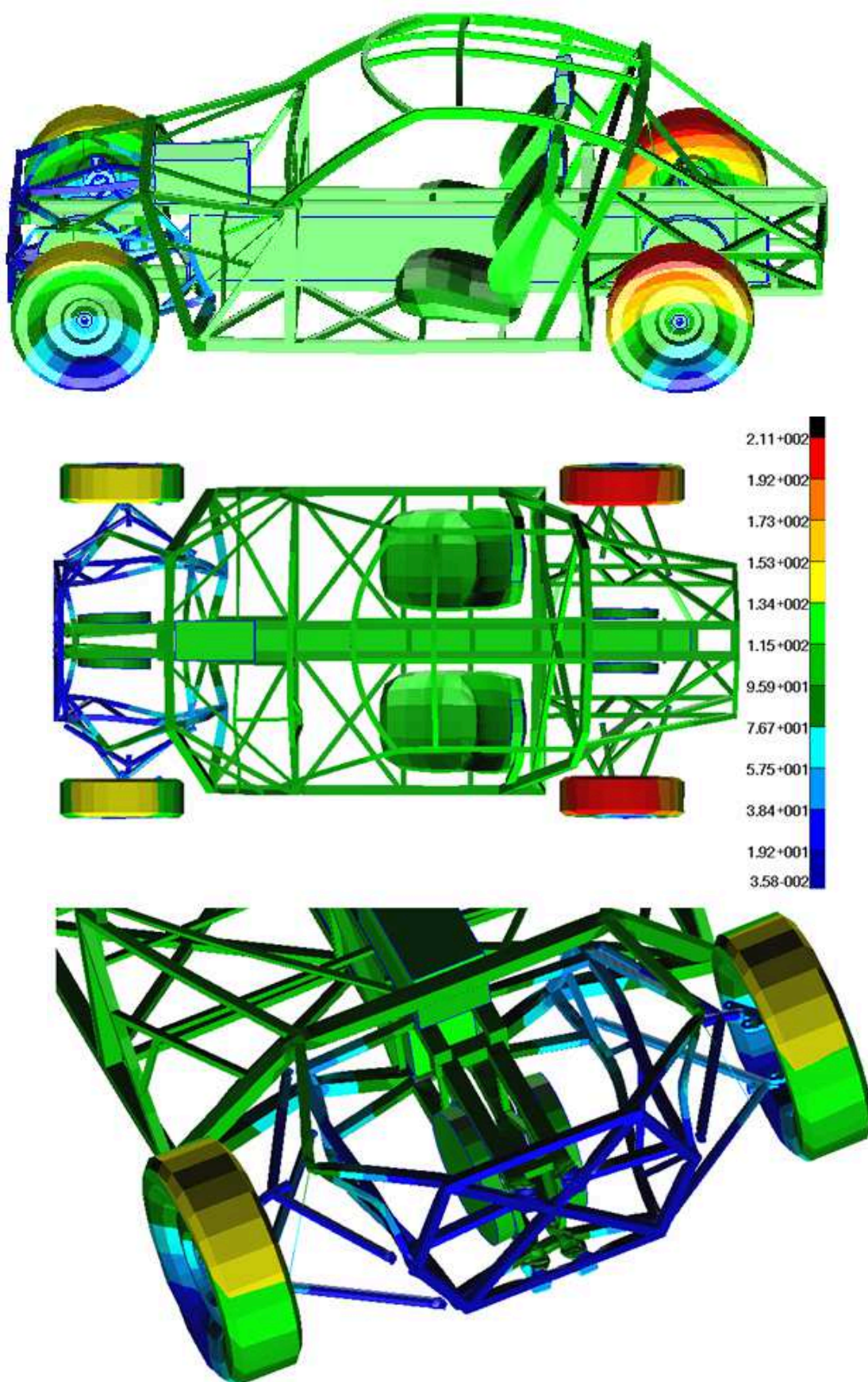
Obrázek 31 Barevné znázornění rozložení hmotnosti modelu.

9.2 DEFORMACE RÁMU

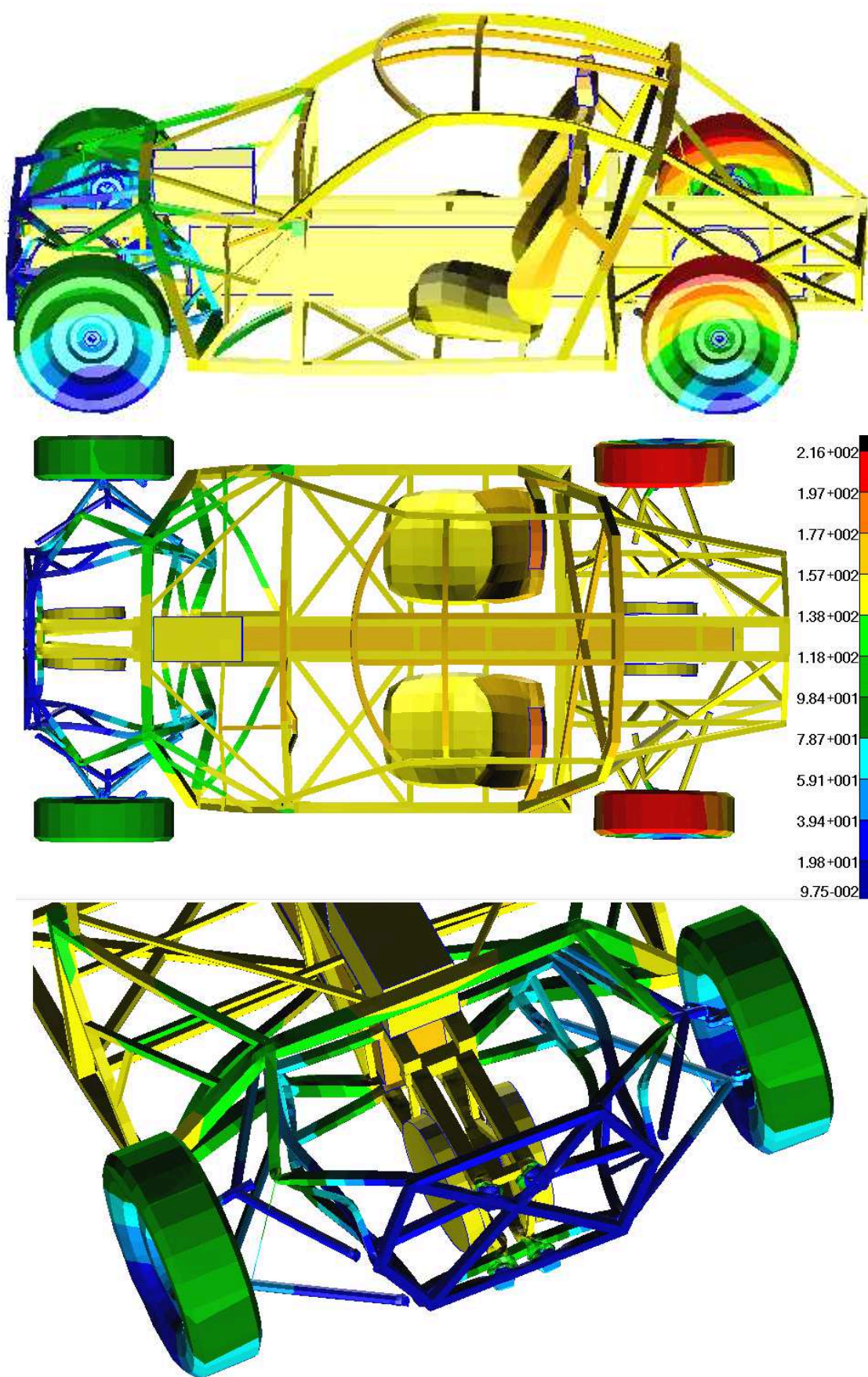
Pro představu chování rámu je zobrazená deformovatelná struktura v závislosti na čase. Zobrazení umožňuje vykreslení veličin pomocí barevné škály. Deformace přídě je vykreslena v určitých časech do doby odrazu vozidla od bariéry. Deformace rámu bude podrobně rozebrána a taky srovnána s reálnou zkouškou v následujících kapitolách.



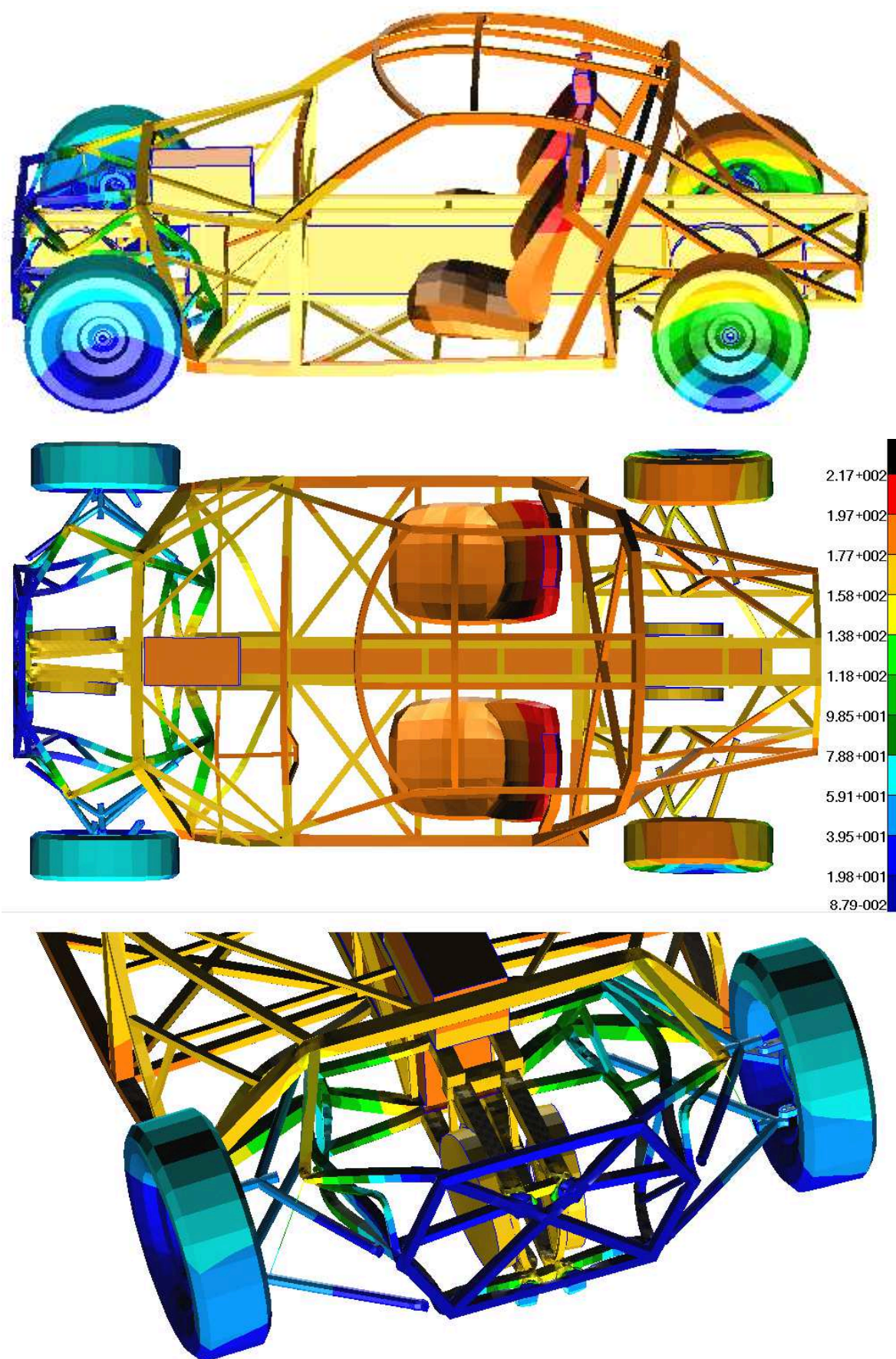
Obrázek 32 Posunutí vozidla v čase 0,0053, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.



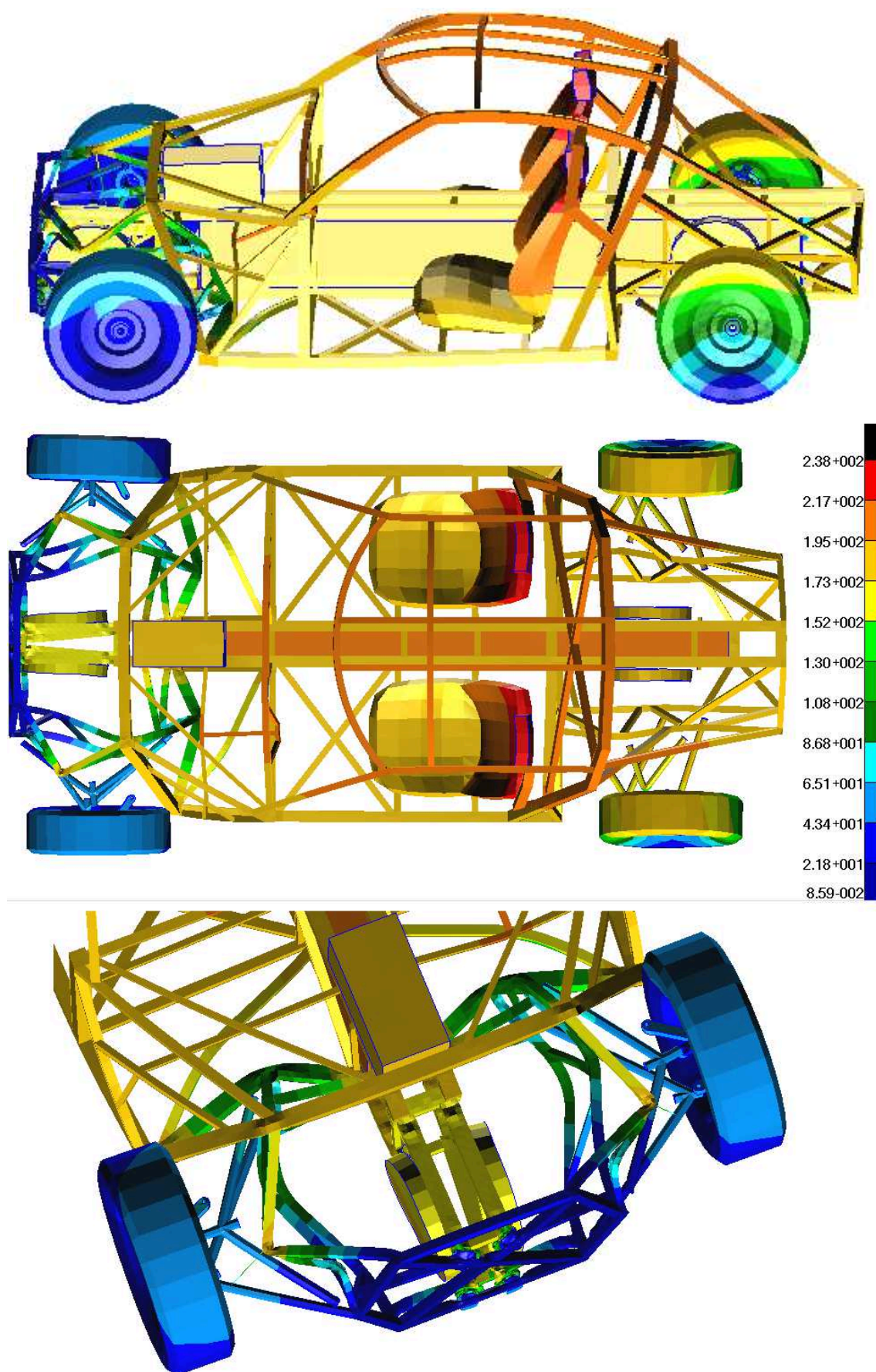
Obrázek 33 Posunutí vozidla v čase 0,0102 s, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.



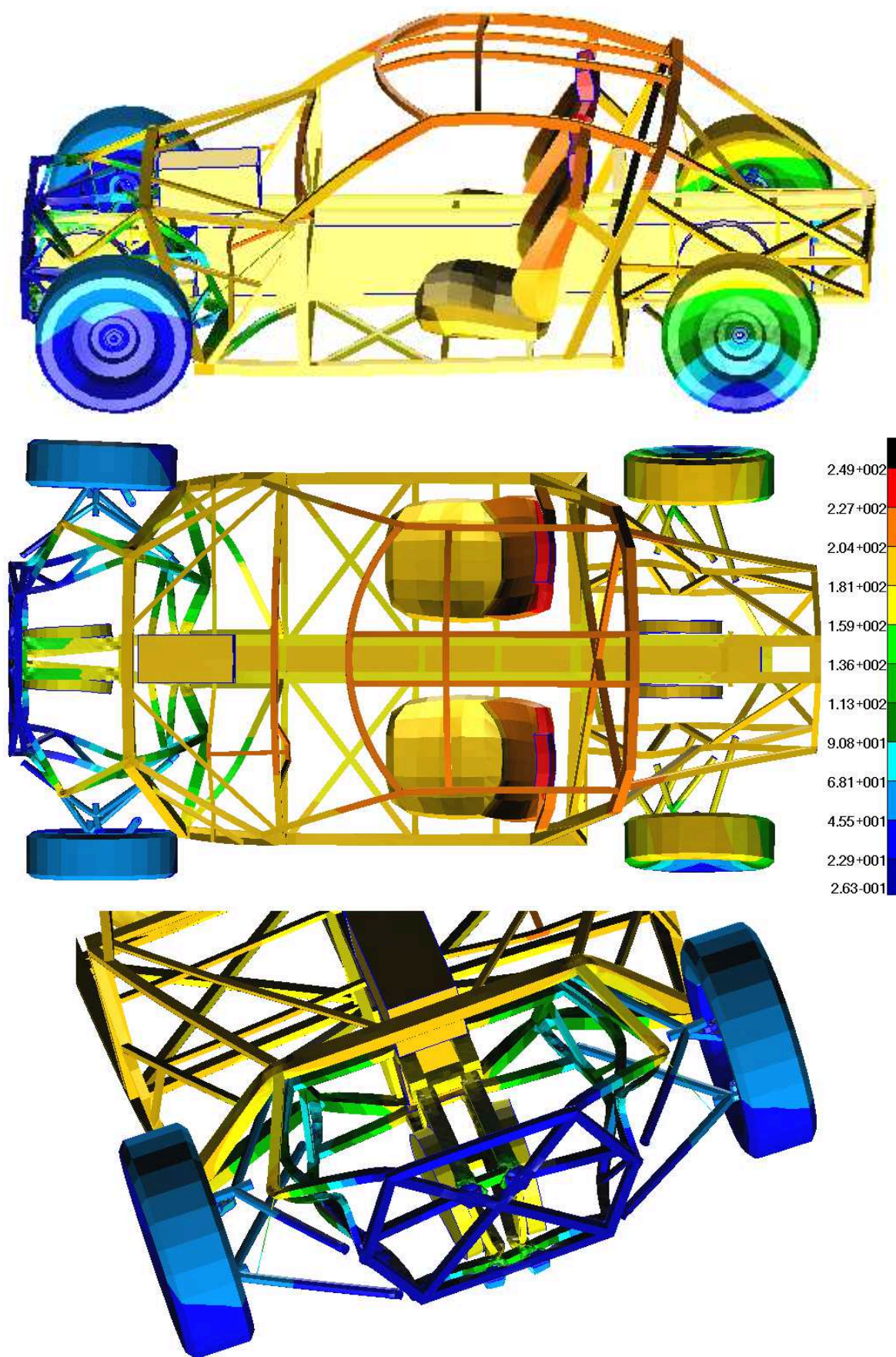
Obrázek 34 Posunutí v čase 0,015 s, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.



Obrázek 35 Posunutí příďe v čase 0,0204 s, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.

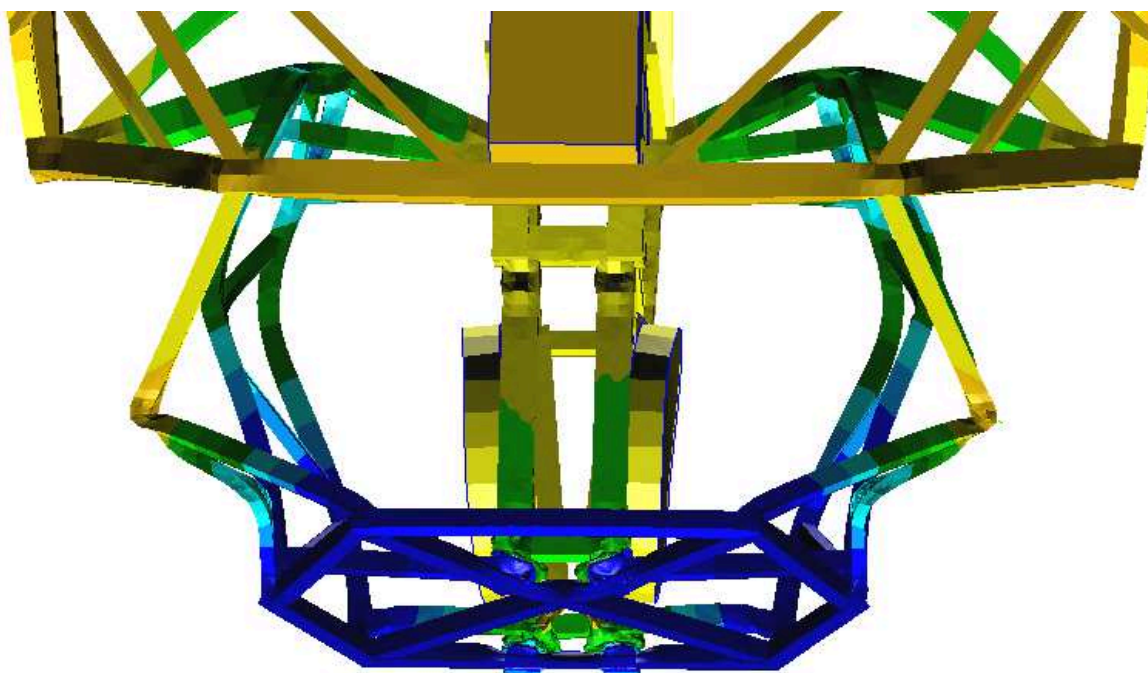


Obrázek 36 Posunutí vozidla v čase 0,0252 s, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.

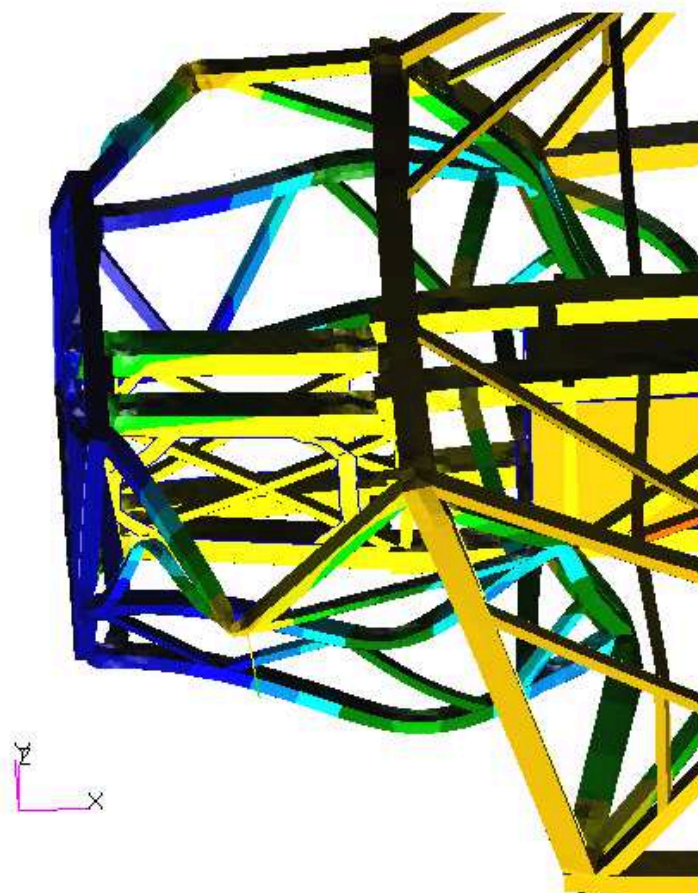


Obrázek 37 Posunutí vozidla v čase 0,0308 s, **přibližný čas odrazu vozidla od bariéry**, dole deformace přední části vozidla v tomto čase.

K odrazu vozidla od bariéry nastáva přibližně v čase **0,0308 s**. Níže je srovnána deformace přídě z reálné zkoušky a simulace. Z obrázku lze říci, že se struktura v simulaci deformuje shodně s reálnou zkouškou. Nejvíce deformovaná místa z reálného testu a simulace jsou podrobně vyhodnocena v kapitole.

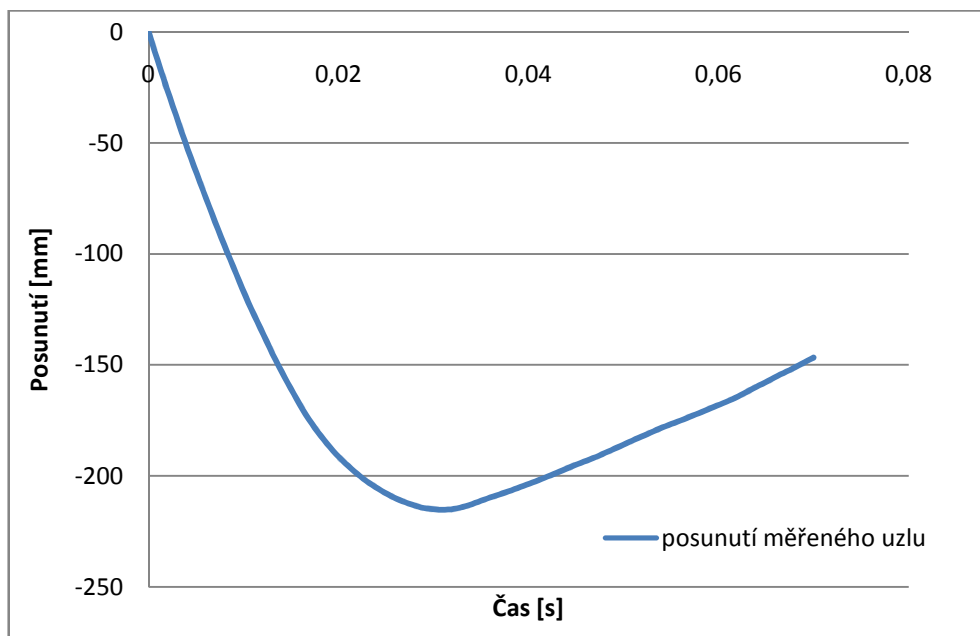


Obrázek 38 Srovnání přední deformační zóny vozidla pohled shora, nahoře deformace přídě z reálné zkoušky, dole deformace přídě ze simulace.



Obrázek 39 Srovnání přední deformační zóny vozidla pohled z boku, nahoře deformace přídě z reálné zkoušky, dole deformace přídě ze simulace.

Jelikož je rám od bariéry vzdálen necelý 1 mm. Byla maximální deformační zóna odečtena z grafu posunutí měřeného uzlu ve směru nárazu v závislosti na čase. Tento uzel je vybrán ze zadní části rámu. Maximální deformační zóna byla změřena v čase 0,030865 s, kdy nastává odražení vozidla od bariéry. Velikost deformační zóny je **215,2 mm**. Volbou měřicího uzlu se hodnoty nepatrně mění v řádu několika milimetrů.



Graf 1 Posunutí měřeného uzlu ve směru nárazu v závislosti na čase.

Na reálném vozidle byla naměřena velikost deformační zóny přibližně **218,5 mm**. Simulace v tomto ohledu prokazuje velmi dobrou shodu s reálnou zkouškou.

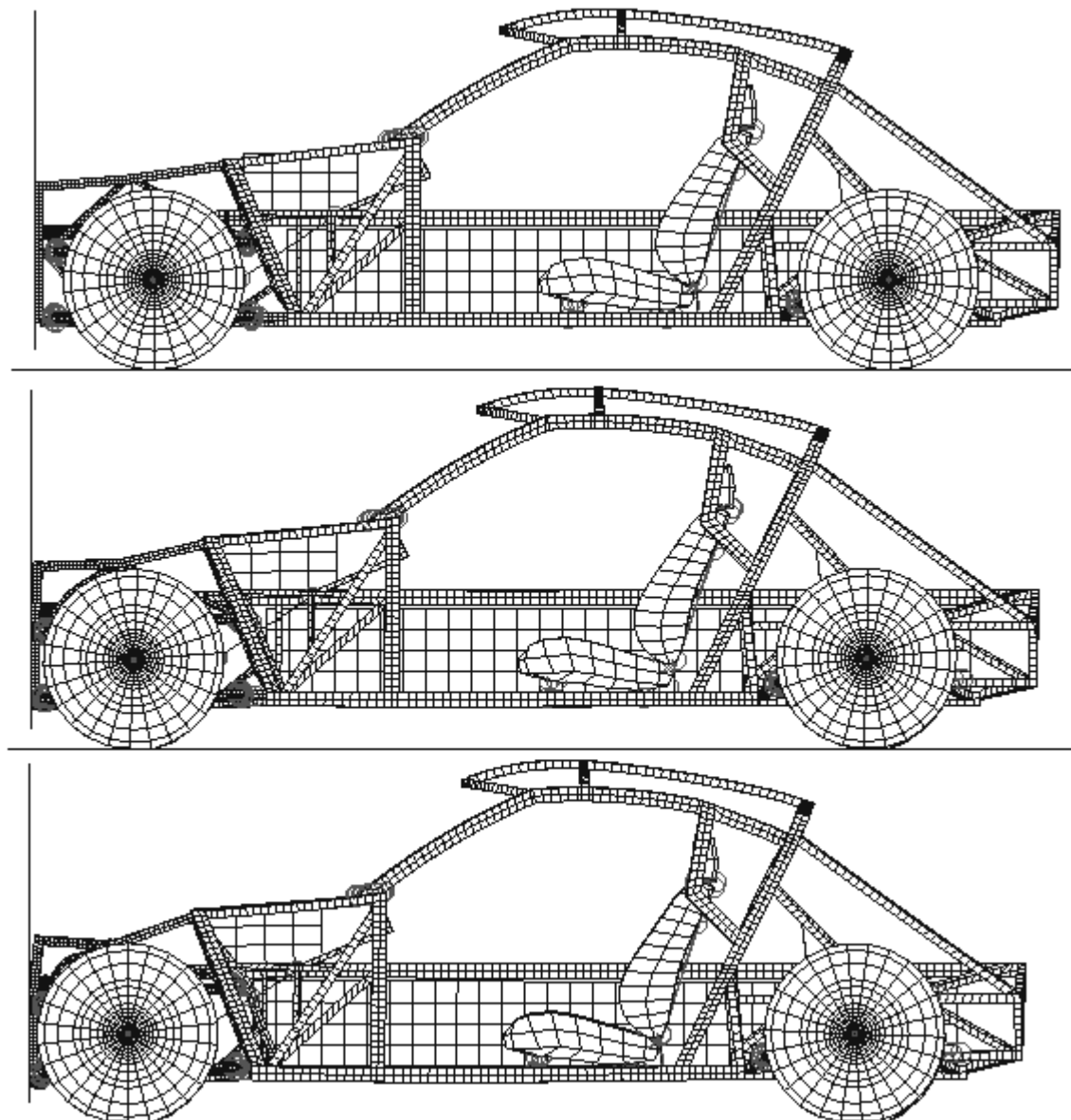
	Velikost deformační zóny
Simulace	215,2 mm
Reálná zkouška	218,5 mm

Tabulka 8 Srovnání velikosti deformační zóny simulovaného vozidla s reálnou zkouškou.

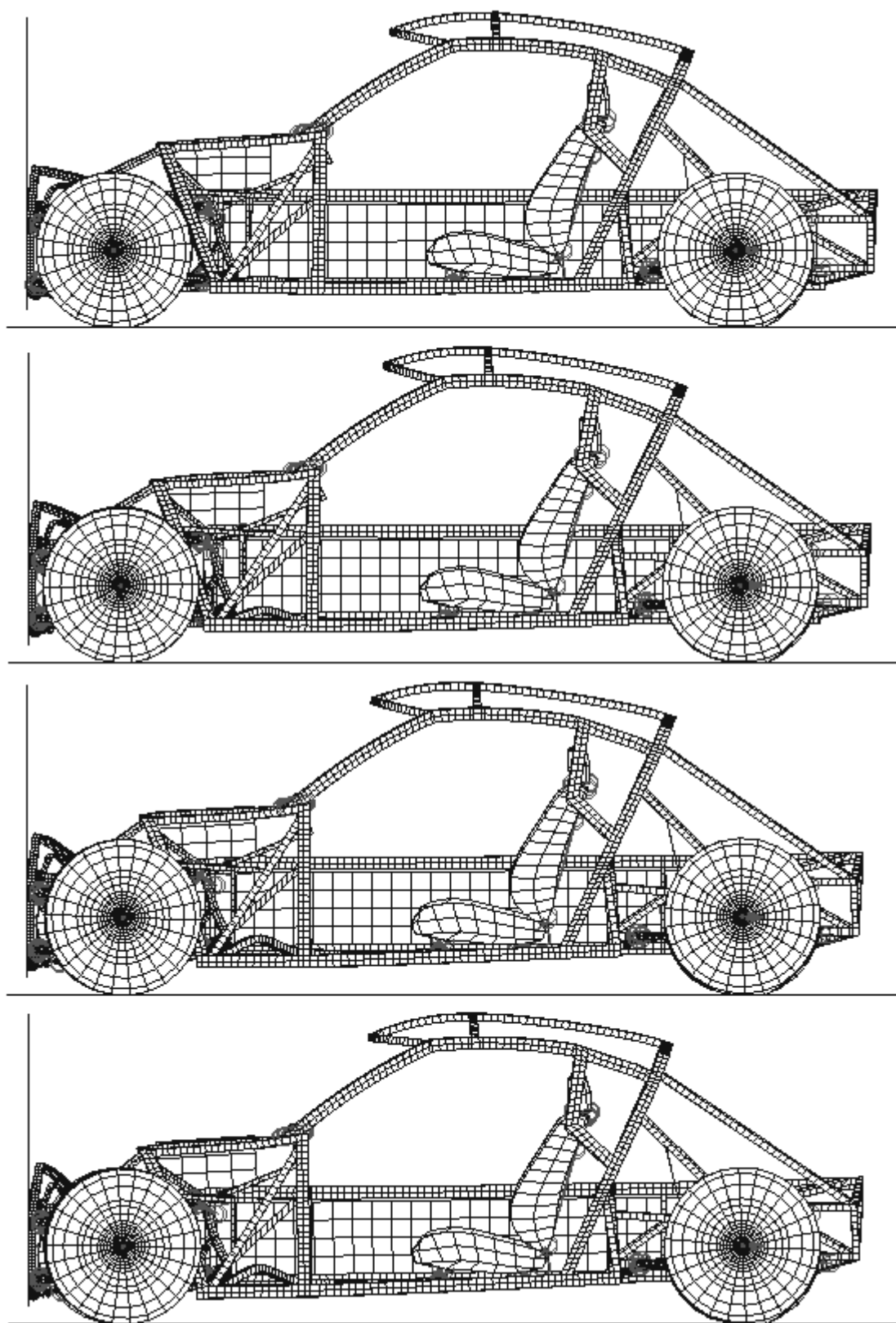
Při využití rovnice 8, vychází pro zpomalení z rychlosti 48,42 km/h při maximálním zpomalení 300 m/s^2 délka deformační zóny 0,75m, aby byly zachovány biomechanické limity přežití. Z velikosti deformační zóny našeho vozidla můžeme usoudit, že přední část je příliš tuhá a došlo by k několika násobnému překročení dovolených biomechanických limitů. V následující kapitole budou navrženy úpravy, aby nedošlo k překročení biomechanických limitů.

9.3 PRŮBĚH DEFORMACE

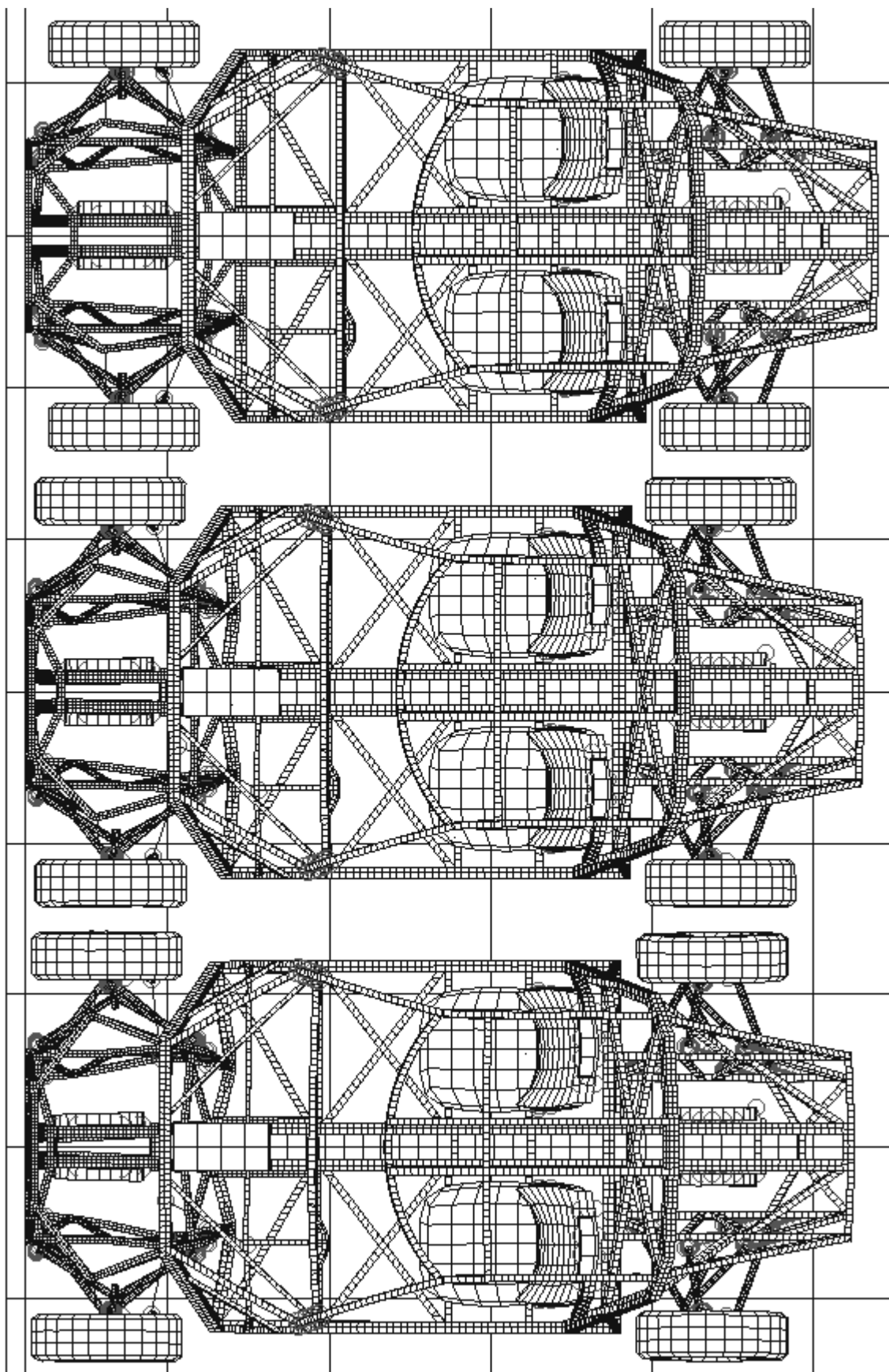
V této kapitole je znázorněn průběh deformace od počátku kontaktu s tuhou bariérou až do momentu odražení. Jelikož nejde do tištěné verze zahrnout animace je tento průběh znázorněn na sekvenci obrázků, které od sebe dělí vždy jen malý časový krok.



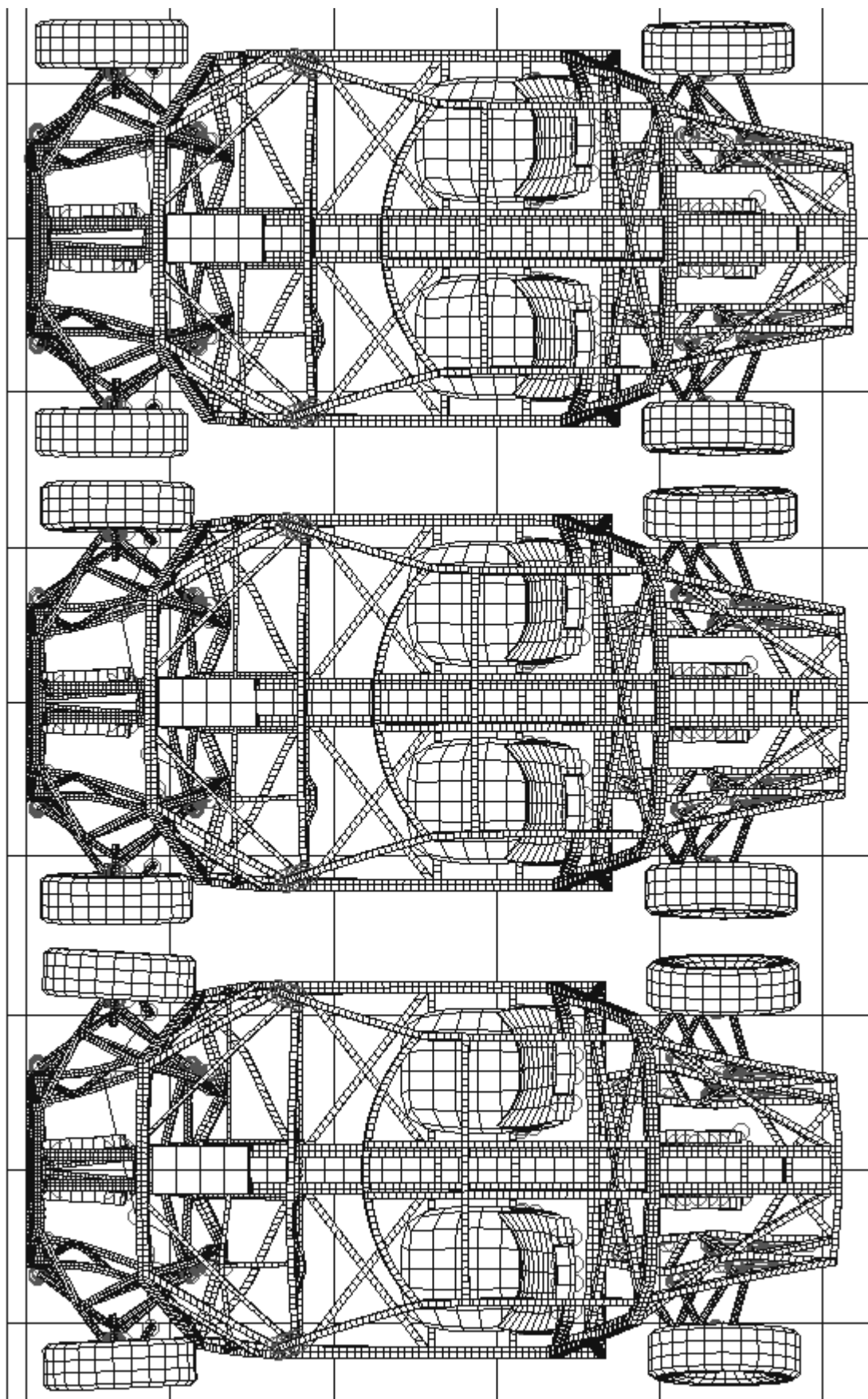
Obrázek 40 Průběh deformace při pohledu na vozidlo z boku v čase od shora 0,0005 s, 0,0054 s, 0,0095 s po nárazu na bariéru.



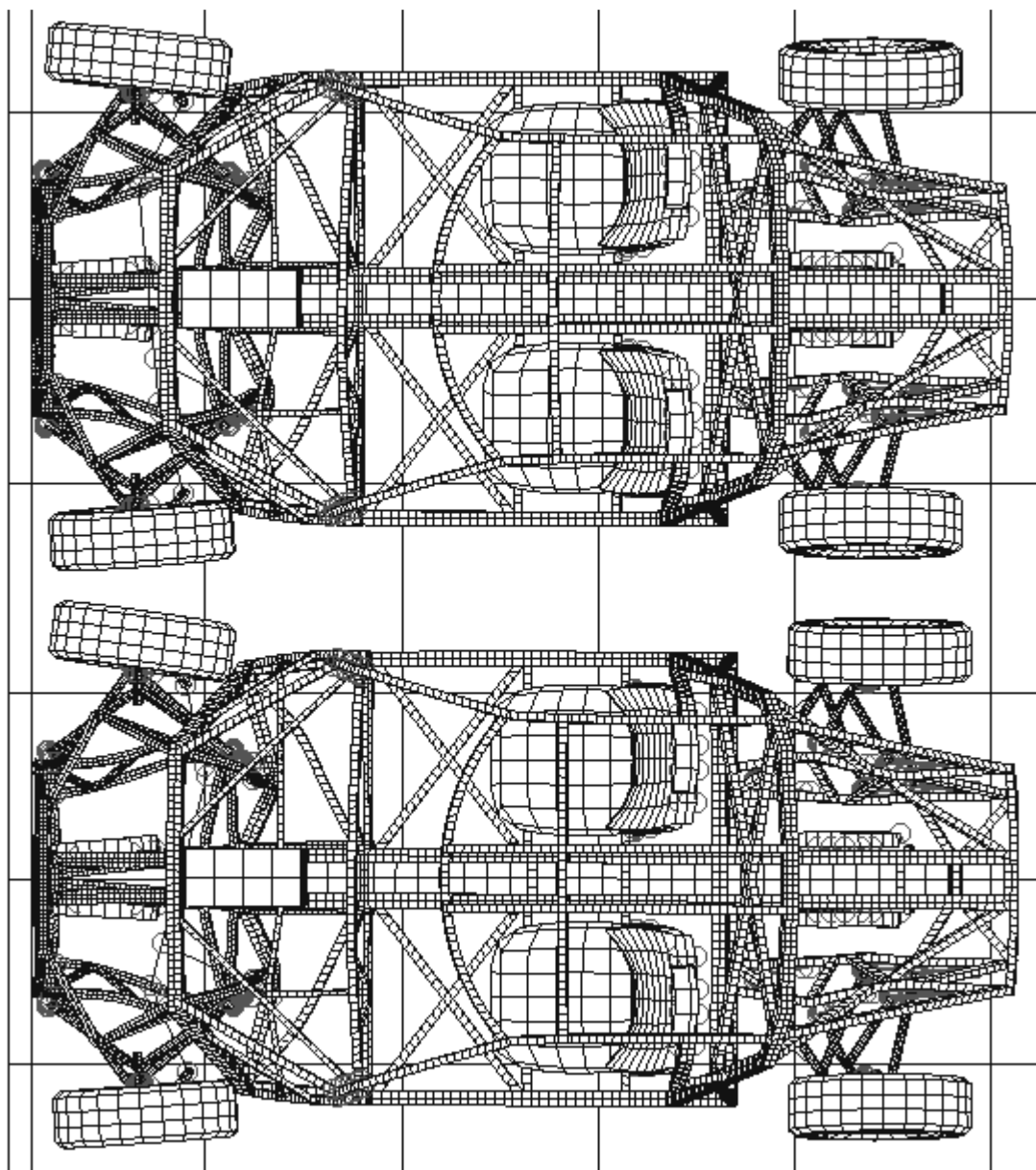
Obrázek 41 Průběh deformace při pohledu na vozidlo z boku v čase od shora 0,0132 s, 0,018 s, 0,025 s a 0,0309 s po nárazu na bariéru. V čase 0,0309 s dochází k odrazu automobilu od bariéry.



Obrázek 42 Průběh deformace při pohledu na vozidlo shora v čase od shora 0,0005 s, 0,0054 s, 0,0095 s po nárazu na bariéru.



Obrázek 43 Průběh deformace při pohledu na vozidlo shora v čase od shora 0,0132 s, 0,018 s, 0,025 s po nárazu na bariéru.



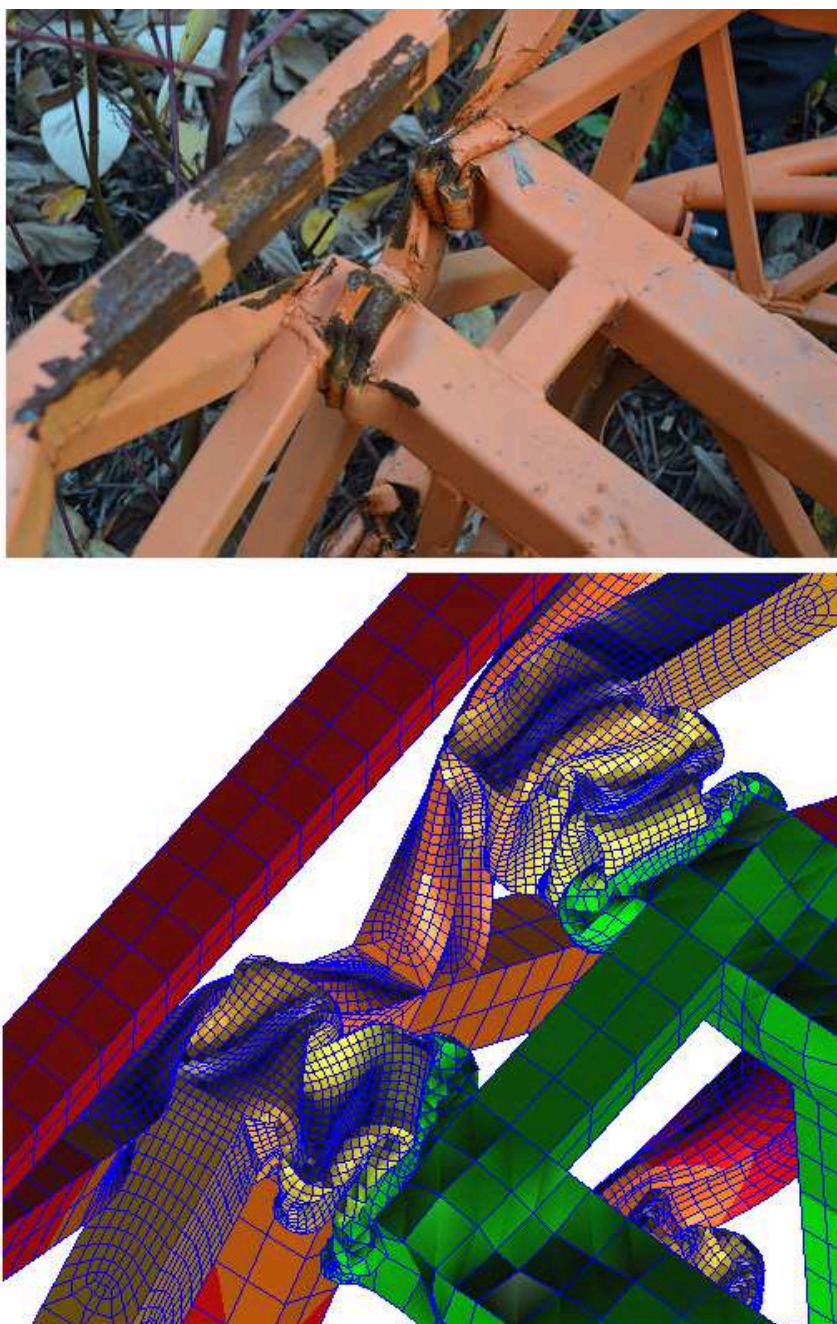
Obrázek 44 Průběh deformace při pohledu na vozidlo shora. Nahoře čas odrazu od bariéry 0,0309 s, dole odražení od bariéry čas 0,05 s.

V čase 0,018 s po nárazu na bariéru dochází ke kontaktu pneumatiky s rámem. Největší deformaci pozorujeme u čtyř, středových, podélných nosníků. Deformace jednotlivých částí bude rozebrána v následující kapitole.

9.4 SROVNÁNÍ DEFORMACE JEDNOTLIVÝCH ČÁSTI RÁMU S REÁLNOU ZKOUŠKOU

V této kapitole jsou srovnány zdeformované části rámu simulace s reálnou zkouškou. Zkoumána je přední deformační zóna vozidla.

Nejprve se zaměříme na středové podélníky (obrázek 45, 46) z profilu 50x50x2 mm, které směřují kolmo k bariéře. Lze říci, že tyto nosníky plní funkci řízené deformace velmi dobře.



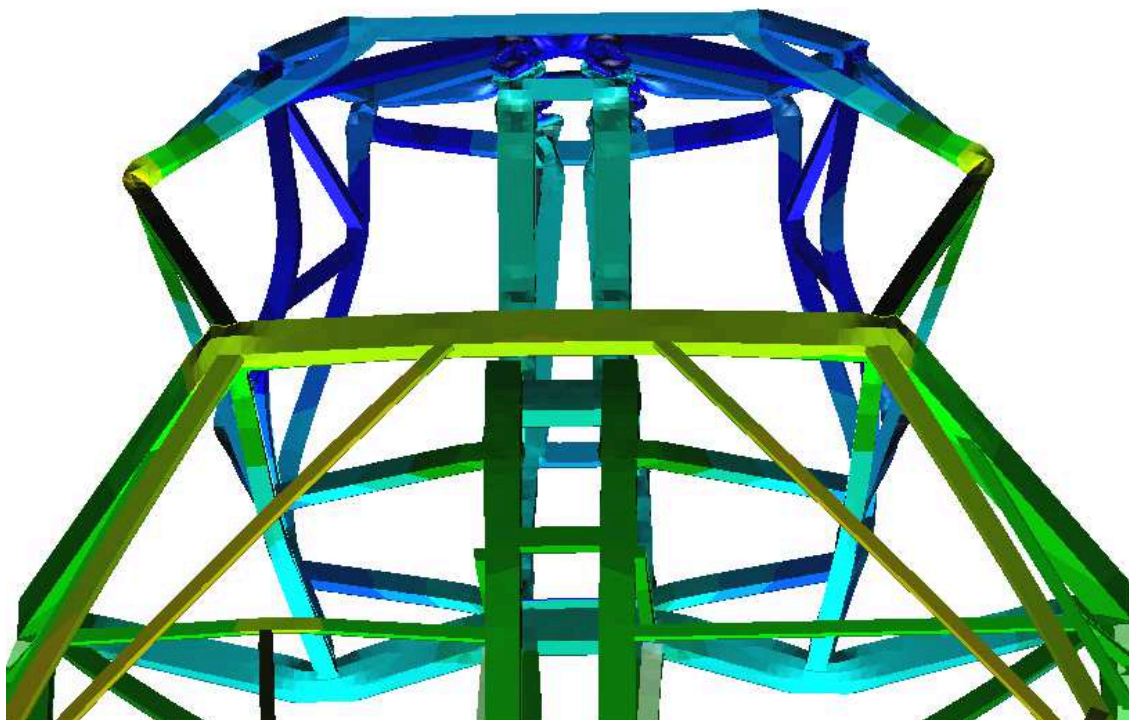
Obrázek 45 Zborcené horní podélné nosníky vykazují dobrou shodu při porovnání reálné zkoušky (obr. nahoře) se simulací (obr. dole).



Obrázek 46 Zborcené spodní podélné nosníky vykazují dobrou shodu při porovnání reálné zkoušky (obr. nahoře) se simulací (obr. dole).

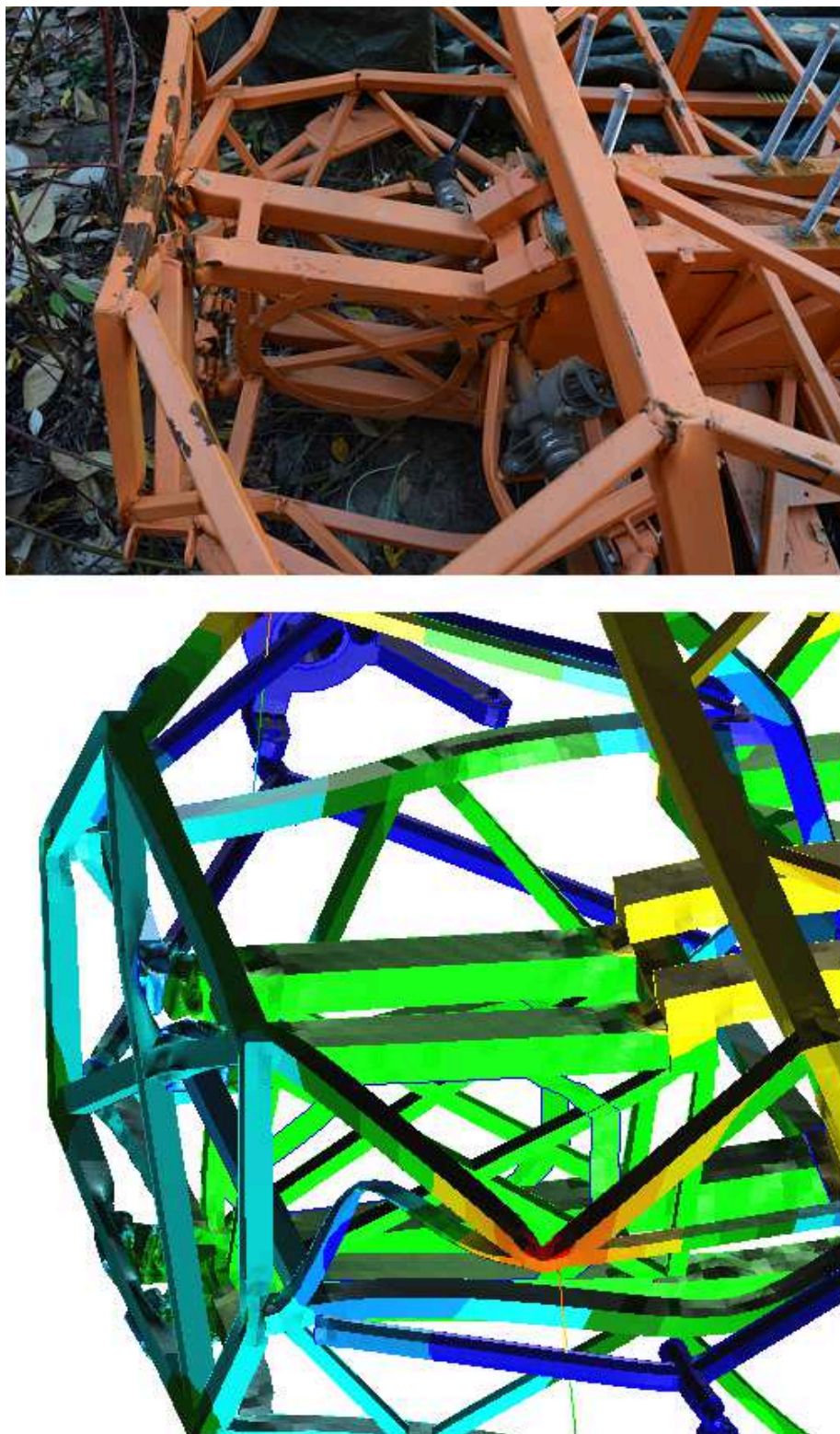
Z výpočetních důvodů již nemohla být síť v těchto místech více zahuštěná, aby se docílilo ještě lepších výsledků, tedy zborcení těchto středových podélníků. I přesto je z obrázku výše patrné, že se konstrukce při simulaci chová stejně jako při reálné zkoušce.

Na *obrázku 47* jsou na reálném rámu označené červenou barvou nejvíce deformované nosníky. Opět se deformace těchto nosníků shoduje se simulací.



Obrázek 47 Nahoře označeny červenou barvou nejvíce zdeformované nosníky z reálné zkoušky, dole shodně zdeformované nosníky ze simulace.

Na *obrázku 48* jsou ostatní zdeformované nosníky přední části rámu. Opět můžeme pozorovat určitou shodu zdeformovaných součástí. Můžeme tvrdit, že se touto simulací podařilo úspěšně napodobit reálný test. Přední deformační zóna se při simulaci chová stejně jako při reálném testu.

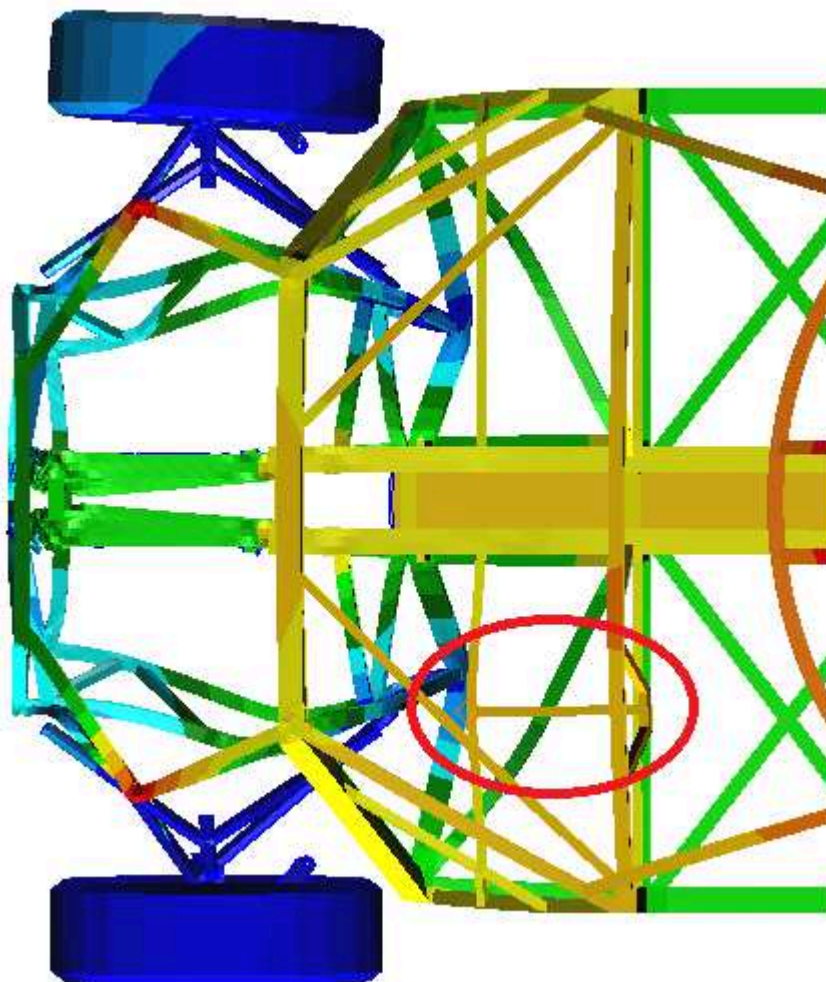


Obrázek 48 Pohled zboku na zdeformovanou strukturu, nahoře reálná zkouška, dole simulace.

9.5 VYHODNOCENÍ SIMULACE DLE PŘEDPISU EHK – R 12

Jak bylo uvedeno v kapitole 5.4, tento předpis se zabývá polohou sloupku řízení při nárazu. Maximální dovolené posunutí sloupku řízení dozadu je 127 mm. Při reálné zkoušce bylo maximální posunutí sloupku 12,3 mm. Tzn., že vozidlo splňuje požadavky předpisu EHK – R 12 a je možné jej schválit jako malou sérii. Jelikož je úspěšné splnění této zkoušky nutným požadavkem pro schválení malé série.

Simulace je také provedena dle tohoto předpisu. Posunutí sloupku řízení při simulaci dosáhlo hodnoty 13,2 mm. Vozidlo taktéž splňuje předpis EHK – R 12.

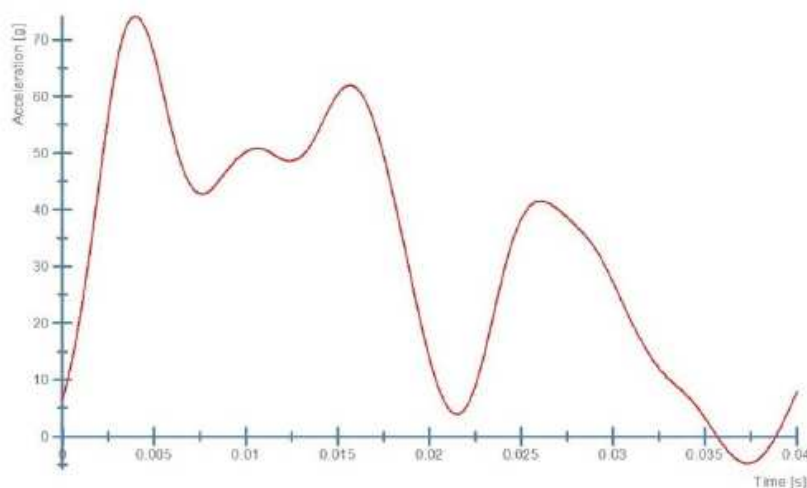


Obrázek 49 Posunutí sloupku řízení.

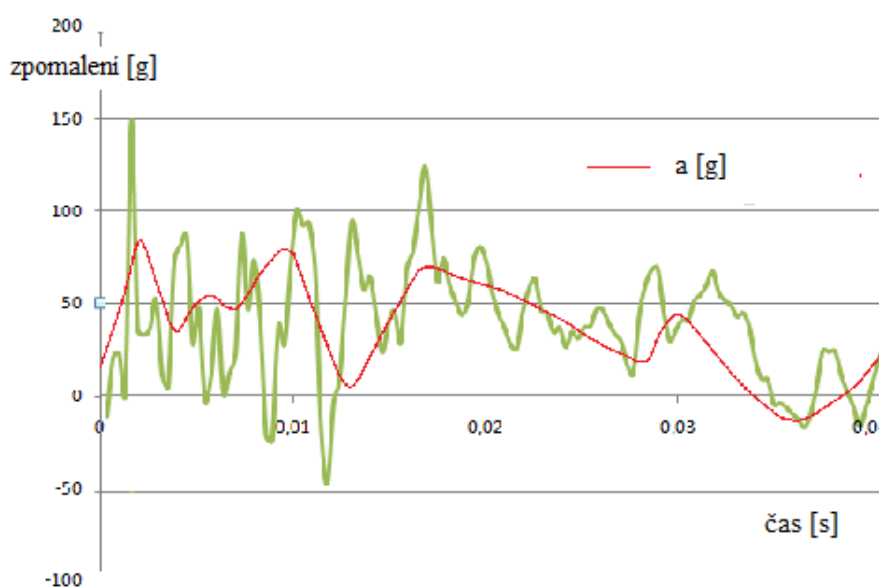
9.6 VYHODNOCENÍ ZPOMALENÍ

Výsledný signál je vzorkovaný po ukládaných časových úsecích simulace, a proto je odečtení zpomalení znesnadněno vysokými frekvencemi. Pro odstranění těchto nežádoucích frekvencí byl použit vysokofrekvenční filtr.

Průběh zpomalení je srovnán s naměřeným zpomalením při reálném testu. Odchyly jsou způsobeny především vlivem zátěže, nahrazující battery box, v podobě betonového bloku. Při reálném testu se v průběhu nárazu drolil na menší kusy a tím došlo k přeměně velkého množství kinetické energie na deformační práci. Přestože jsou v simulaci betonu přiděleny odpovídající materiálová data, tento děj zachycen není. Také je třeba zmínit, že vlastnosti betonového bloku a baterie jsou zcela odlišné.



Graf 2 Zpomalení ve směru nárazu naměřené při reálné zkoušce.

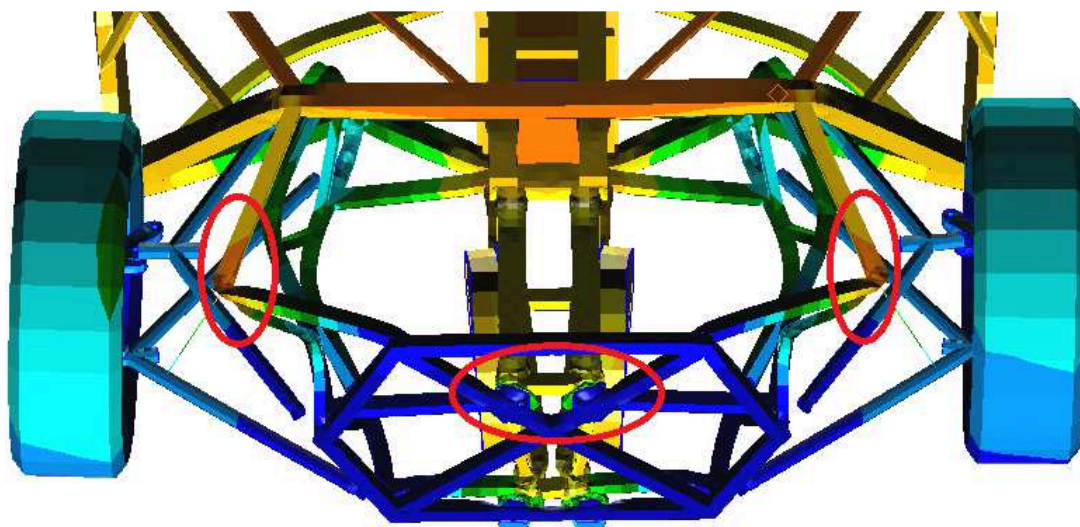


Graf 3 Zpomalení ve směru nárazu v průběhu simulace.

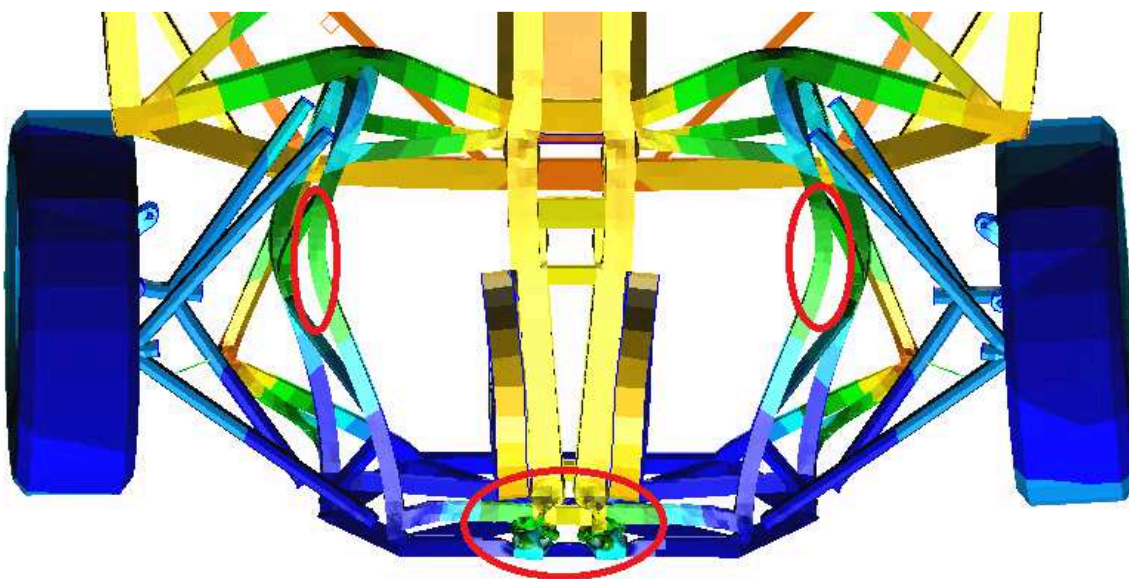
9.7 DOPORUČENÍ A NAVRHOVANÉ ÚPRAVY

Důsledkem takto navrženého rámu má vozidlo příliš tuhou přední část. Proto došlo na začátku nárazu k tak velkému zpomalení, do doby než konstrukce ztratí stabilitu. Takto tuhý rám pozitivně ovlivňuje bezpečnost pasažérů z pohledu zachování prostoru pro přežití. Zpomalení dosahuje 80 g (viz graf 3), což je nepřijatelné vzhledem k biomechanickým kritériím (maximální zpomalení 80 g po dobu 3 ms).

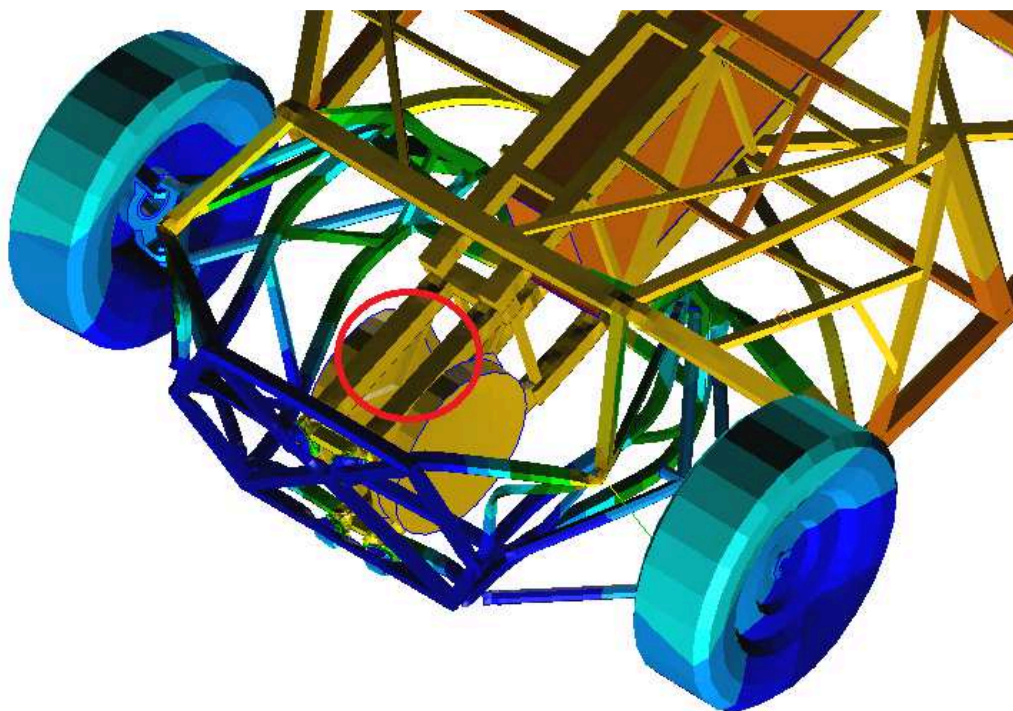
Pro snížení biomechanické zátěže posádky při nárazu by bylo vhodné využít celou přední část k přeměně deformační energie na deformační práci. Přední deformační zóna (215,2 mm) je příliš krátká. Nosníky označené červeně na obrázku 50 a 51 plní funkci řízené deformace velmi dobře. Detail deformace podélných nosníků viz obrázek 45 a 46.



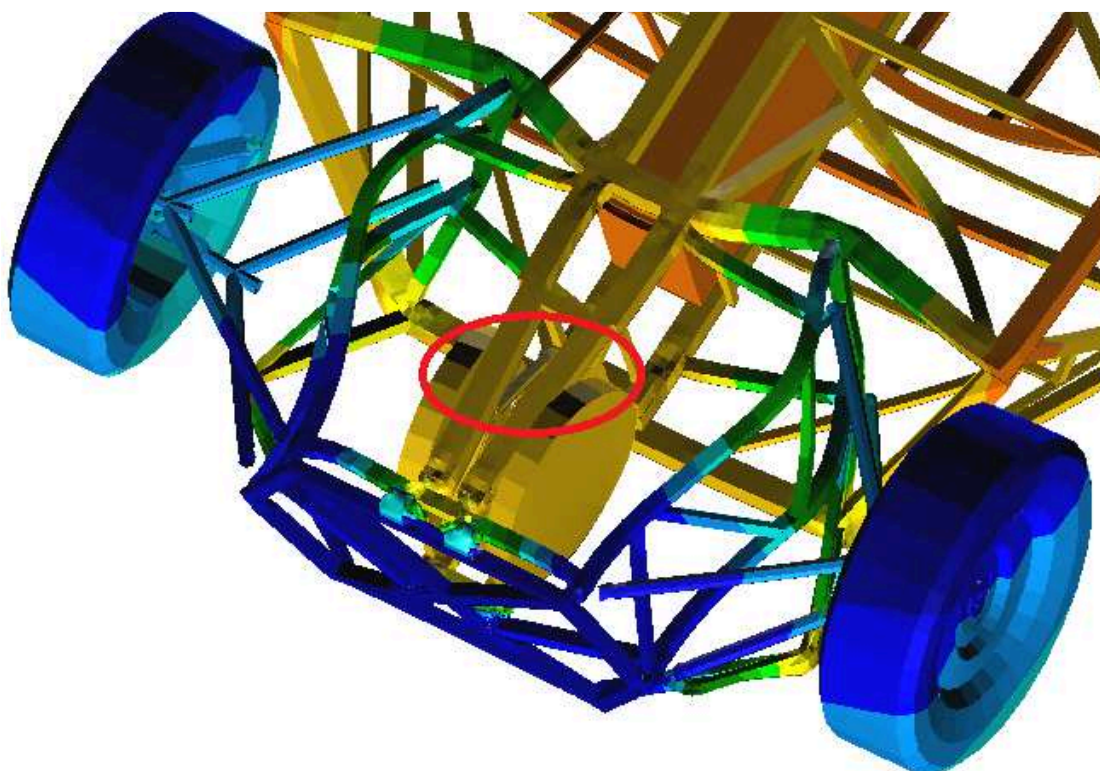
Obrázek 50 Deformace nosníků, pohled shora.



Obrázek 51 Deformace nosníků, pohled zdola.



Obrázek 52 Červeně označené nosníky doporučené pro úpravu, pohled shora.



Obrázek 53 Červeně označené nosníky doporučené pro úpravu, pohled zdola.

Podélné profily v přední části (viz *obrázek 52 a 53*) by pro vytvoření řízené deformace měly být opatřeny prolisy a odlehčovacími otvory. Abychom dosáhli podobného efektu jako je vidět u deformovatelných plechových struktur na *obrázku 15*. Také by stálo za zvážení použití těchto deformovatelných členů.

10 METODIKA

Cílem této kapitoly je vytvořit postup řešení modelování simulace nárazové zkoušky metodou konečných prvků. Tento postup bude využíván pro další prototypy vozidel vytvořených projektem StudentCar.

- Převzetí modelu pro následnou úpravu a modelování. Dále shromáždění potřebných dat (materiálová data, rozměry profilů, hmotnosti jednotlivých součástí atd.)
- Úprava a zjednodušení modelu. Potřebná zjednodušení musí být důkladně zvážena, aby nebylo ovlivněno chování struktury. Příprava pro diskretizaci modelu konečnými prvky. Zamyšlení nad povahou modelu a následným použitím elementu (1D, 2D a 3D). Z 3D rámu vytvořit shellový 2D model.
- Vytvoření konečnoprvkové sítě. Zvážení velikosti elementu. Výrazně malý element zpomalí čas výpočtu explicitní analýzy.
- Modelování mechanismu (uchycení náprav, uchycení těhlice, unášече atd.) Možné využití vazbových rovnic.
- Volba materiálových modelů. Při rychlých dějích a tedy i nárazech vozidel nelze zanedbat rychlost deformace.
- Okrajové podmínky (počáteční rychlost a gravitace). Kontakty mezi jednotlivými součástmi. Čas výpočtu. Předběžné výpočty ukážou, kdy nastává odraz od bariéry.
- Kontrola nežádoucího hourglassingu. Výrazně ovlivní stabilitu výpočtu a výsledky. Za hranici stabilního výpočtu se považuje, když energie hourglassingu dosáhne 5% vnitřní energie modelu.
- Vyhodnocení výsledku (průběh deformace, zpomalení atd.). Kontrola biomechanických kritérií. Odečtení velikosti deformační zóny.
- Tuhost struktury. Příliš tuhá struktura pozitivně ovlivňuje bezpečnost pasažérů z pohledu zachování prostoru pro přežití, naopak nevyhovují biomechanická kritéria.

- Navrhované úpravy. Požadovaná je řízená deformace přední části vozidla, aby nedosahovalo zpomalení vysokých hodnot. Využití celé přední části k přeměně deformační energie na deformační práci.

11 ZÁVĚR

Předmětem diplomové práce bylo provést simulaci nárazové zkoušky elektromobilu StudentCar SCX dle předpisu EHK – R 12, kterou reálné vozidlo úspěšně splnilo. Následně srovnat simulaci s reálnou zkouškou a vyvodit doporučení.

V úvodu teoretické části, byl představen projekt StudentCar a elektromobil StudentCar SCX. Kapitola Pasivní bezpečnost se zabývá ochranou posádky při nárazu vozidla. V této kapitole jsou také rozebrány deformační charakteristiky přídě vozidla a deformační konstrukce karoserie. Nadále jsou zmíněny možnosti absorpce nárazové energie.

Analýza dopravních nehod zkoumá statistiky jednotlivých druhů srážek a je tak podkladem pro jednotlivé nárazové zkoušky. Jelikož se v práci mnohokrát mluví o biomechanických limitech přežití, jsou rozepsány v kapitole Biomechanika. Bylo nutné zmínit homologační předpisy a legislativu, protože u zkoumaného vozidla se jedná o malou sérii. Jednotlivým nárazovým zkouškám bylo věnováno více prostoru. V práci jsou popsány následující čelní nárazové zkoušky. Zkouška pro schvalování vozidel v Evropě dle předpisu EHK – R 94. Obdobná americká zkouška FMSSV 208, s jistými rozdíly. Dále uznávané zkoušky EuroNCAP. Závěrem homologační zkouška pro schválení malé série automobilu do provozu EHK – R 12. Jedná se o čelní nárazovou zkoušku, kde je předmětem zkoumání posun sloupku řízení.

Poslední teoretická kapitola pojednává o metodě konečných prvků a dvou algoritmech používaných pro její řešení. Oba algoritmy byly rozepsány s uvedením jejich přínosu i úskalí s pohledu výpočtu a následně srovnány. Rozepsána byla také problematika hourglassingu, který může vést k nepřesnostem výsledků nebo zhroucení výpočtu.

V praktické části byla popsána geometrie modelu a postup přípravy modelu pro následnou diskretizaci. V tabulce 2 byly vypsány modelované součásti a jejich povaha. Jelikož nejsou všechny součásti na vozidle pevně spojeny, jsou v kapitole (viz kapitola 8.2) popsány kinematické vazby. Jedná se o uchycení náprav. Kinematické vazby byly nahrazeny vazbovými rovnicemi. V této kapitole bylo popsáno vytvoření konečnoprvkové sítě s komentářem k jednotlivým elementům. Materiálové modely byly rozděleny na absolutně tuhé, lineárně pružné, elasto-plastické. Při rychlých dějích a tedy i nárazech vozidel nelze zanedbat rychlost deformace, která se pohybuje v hodnotách 1 s^{-1} až 100 s^{-1} .

Použité materiálové modely a jejich hodnoty jsou shrnuty v tabulkách 4 a 5. Následuje souhrn okrajových podmínek, které jsou v této analýze dány kinetickou energií prostřednictvím hmotnosti modelu a nárazové rychlosti. Mezi okrajové podmínky byly zařazeny kontakty (tabulka 6) a čas výpočtu.

Poslední kapitolou je vyhodnocení výsledku. Pro přiblížení se k reálné zkoušce byly podrobně analyzovány hmotnosti jednotlivých součástí. Hmotnosti těchto součástí jsou uvedeny v tabulce 7. Nejprve bylo prezentováno posunutí v závislosti na čase. Na obrázcích 32 až 37 je vidět postupná deformace přední části rámu. Srovnána byla maximální deformační zóna s reálnou zkouškou.

	<i>Velikost deformační zóny</i>
Simulace	215,2 mm
Reálná zkouška	218,5 mm

Tabulka 9 Srovnání velikosti deformační zóny simulovaného vozidla s reálnou zkouškou.

Deformace rámu byla následně srovnána s deformací při reálné zkoušce. Toto srovnání je patrné z obrázků 45 až 46. Můžeme tvrdit, že se touto simulací podařilo úspěšně napodobit reálný test. Přední deformační zóna se při simulaci chová stejně jako při reálném testu. Simulace byla následně vyhodnocena dle předpisu EHK – R 12. Při reálné zkoušce bylo maximální posunutí sloupku 12,3 mm. Posunutí sloupku řízení při simulaci dosáhlo hodnoty 13,2 mm. Vozidlo taktéž splňuje předpis EHK – R 12.

V podkapitole je průběh zpomalení srovnán s naměřeným zpomalením při reálném testu. Průběh zpomalení ve směru nárazu při reálné zkoušce lze vidět na grafu 1. Průběh zpomalení ve směru nárazu ze simulace z grafu 2. Odchyly jsou způsobeny především vlivem zátěže, nahrazující battery box, v podobě betonového bloku. Při reálném testu se v průběhu nárazu drolil na menší kusy a tím došlo k přeměně velkého množství kinetické energie na deformační práci. Přestože jsou v simulaci betonu přiděleny odpovídající materiálová data, tento děj zachycen není. Také je třeba zmínit, že vlastnosti betonového bloku a baterie jsou zcela odlišné.

Na závěr jsou stanoveny doporučení a navrhované úpravy. V důsledku takto navrženého rámu má vozidlo příliš tuhou přední část. Pro snížení biomechanické zátěže posádky při nárazu by bylo vhodné využít celou přední část k přeměně deformační energie na deformační práci.

Nosníky označené červeně na obrázku 50 a 51 plní funkci řízené deformace velmi dobře. Naopak podélné profily v přední části (viz obrázek 52 a 53) by pro vytvoření řízené deformace měly být opatřeny prolisy a odlehčovacími otvory.

12 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VLK, František. *Stavba motorových vozidel 1 vyd. I Brno: František Vlk, 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.*
- [2] SLAVÍK, Jakub. Návrh a simulace rámu vozu. Ostrava 2014. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava. Vedoucí práce Ing. Martin Fusek, Ph.D.
- [3] StudentCar. StudentCar [online]. [cit. 2015-4-23]. Dostupné z: <http://www.studentcar.cz>
- [4] StudentCar. StudentCar [online]. [cit. 2015-4-23]. Dostupné z: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/ustav-ptpap/laboratore/laborator-stavby-automobilu>
- [5] StudentCar. StudentCar [online]. [cit. 2015-4-23]. Dostupné z: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/foto-a-video/scx>
- [6] KOVÁČIK, Michal. Výpočty rázových dějů v mechanice pružného tělesa. Ostrava 2013. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava. Vedoucí práce Ing. Martin Fusek, Ph.D.
- [7] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. Vydání. Úvaly: 2003. ALBRA – pedagogické nakladatelství, 868 s. ISBN 84-86490-74-2.
- [8] USA. Standard No. 208: Occupant crash protection . IN: Federal Motor Vehicle Safety Standard. 1979.
- [9] [http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:42010X0528\(03\)](http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:42010X0528(03))
- [10] LENERT, J.: *Úvod do metody konečných prvků*. 1. Vyd. Ostrava: VŠB-TUO, 1999. 110 s. ISBN 80-7078-686-8
- [11] <http://autofun.blesk.cz/sendvicove-panely-z-hliniku-a-peny-5835/>
- [12] <http://www.bezpecnecesty.cz/cz/temata/bezpecnost-automobilu/pasivni-prvky-bezpecnosti/karoserie>
- [13] <http://www.motorinfo.cz/bezpecna-trida-m.html>
- [14] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel 1 vyd. I Brno: František Vlk, 2001, 4576 s. ISBN 80-238-657302.*

- [15] Směrnice Evropského parlamentu a Rady. In: 2007/46/ES 2007. Dostupné z:
<http://eur-lex.europa.eu>
- [16] <http://eur-lex.europa.eu>
- [17] <http://www.euroncap.com/en>
- [18] <http://autoperiskop.cz/nova-technologie-noveho-audi-a8-prostorovy-hlinikovy-ram/>
- [19] <http://mi21.vsb.cz/modul/metoda-konecných-prvku-metoda-hranicnich-prvku>
- [20] MD-Nastran-2010-Explicit-Nonlinear-SOL-700-User-s-Guide

13 PŘÍLOHY UMÍSTĚNÉ NA CD

Příloha 1: animace_1_zboku
 animace_2_shora
 animace_3_posunuti